



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
ENERGY INSTITUTE

# STUDIE PÍSTOVÉHO ČERPADLA S INVERSNÍM KULIČKOVÝM ŠROUBEM A ZATOPENÝM MOTOREM

Study of plunger pump with inverse ball screw and submersed motor

DIPLOMOVÁ PRÁCE  
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

Bc. Jiří Švestka

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

prof. Ing. František Pochylý, CSc.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2011/2012

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jiří Švestka

který/která studuje v magisterském navazujícím studijním programu

obor: Fluidní inženýrství (2301T036)

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

**Studie pístového čerpadla s inverzním kuličkovým šroubem a zatopeným motorem**

v anglickém jazyce:

**Study of plunger pump with inverse ball screw and submersed motor**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh čerpadla s kuličkovým šroubem. Při řešení je nutno se zaměřit zejména na stanovení síly přenesené kuličkovým šroubem, dále na stanovení účinnosti kuličkového šroubu a jeho životnost v závislosti na výkonu.

Cíle diplomové práce:

3D model čerpadla. Stanovení přenesené axiální síly. Návrh ventilů. Řešení provést pro klasický a inverzní kuličkový šroub.

Seznam odborné literatury:

1. JÁCHYM, J.: Studie pístového čerpadla s lineárním motorem. Diplomová práce č. VUT-EU-ODDI-13303-07-11
2. ČEJKA, P.: Studie membránového čerpadla s lineárním motorem. Diplomová práce č. VUT-EU-ODDI-13303-02-11
3. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ, FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ, BRNO, CZ. Pístové čerpadlo, zejména čerpadlo na krev. Původce vynálezu: František POCHYLÝ; Josef KOLÁČNÝ; Simona FIALOVÁ. Int. CI.: A61M 1/10, A61M 1/00, F04B 17/00. Česká republika. Užitný vzor č. 20094 (30.09.2009)
4. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ, BRNO, CZ. Plunžrové čerpadlo, zejména pro přenos velkých axiálních sil. Původce vynálezu: František POCHYLÝ; Josef KOLÁČNÝ; Simona FIALOVÁ. Int. CI.: F 4B 17/00. Česká republika. Užitný vzor č. 21521 (06.12.2010)

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. František Pochylý, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/12.

V Brně, dne 10.11.2011


---

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.  
Ředitel ústavu




---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.  
Děkan

## **Abstrakt**

Tato diplomová práce je zaměřena na studii pístového čerpadla s kuličkovým šroubem a zatopeným motorem. Teoretická část obsahuje studii používaných čerpadel a kuličkového šroubu. Ve výpočetní části jsou odvozeny vztahy pro popis čerpadla, výpočet motoru a kuličkového šroubu. Součástí práce jsou konstrukce čerpadla, ventilu a výpočet ventilu v CFD.

## **Klíčová slova**

Pístové čerpadlo, kuličkový šroub, axiální síla, ložisko, zpětný ventil

## **Abstract**

This thesis is focused on study of piston pump with ball screw and submersed motor. Theoretic part is about study using pump and ball screw. Equations for description of pump, motor and ball screw are in computation part. And in last part is construction of pump and valve. Valve is computed in CFD.

## **Key words**

Piston pump, ball screw, axial force, bearing, check valve



## **Bibliografická citace**

ŠVESTKA, J. Studie pístového čerpadla s inverzním kuličkovým šroubem a zatopeným motorem. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 69 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. František Pochylý, CSc..

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pod vedením vedoucího diplomové práce.

V Brně dne 3. Října 2012

.....  
Podpis

## **Poděkování**

Tímto děkuji prof. Ing. Františku Pochylému, CSc. za cenné rady a připomínky při vypracovávání této diplomové práce. Dále bych rád poděkoval své mamince za podporu po celou dobu studia.

# Obsah

<b>1 Úvod</b>	<b>10</b>
<b>2 Rozdělení čerpadel</b>	<b>11</b>
<b>3 Hydrostatická čerpadla</b>	<b>12</b>
3.1 Porovnání s hydrodynamickými čerpadly	12
3.2 Parametry hydrostatických čerpadel	12
3.3 Použití hydrostatických čerpadel	14
3.4 Hydrostatická čerpadla s kmitavým pohybem	15
3.4.1 Pístová čerpadla	16
<b>4 Kuličkový šroub</b>	<b>19</b>
4.1 Kuličkový šroub	19
4.1.1 Profil závitu	20
4.1.2 Způsoby výroby	20
4.2 Kuličková matice	21
4.2.1 Předepnutí matice	21
4.2.2 Recirkulace kuliček	22
4.3 Mazání	22
4.4 Klikový mechanismus	22
4.4.1 Nevýhody klikového mechanismu	22
4.5 Lineární motor	23
4.6 Inverzní kuličkový šroub	23
<b>5 Teoretická výpočetní část</b>	<b>24</b>
5.1 Výpočet hydraulické části	24
5.1.1 Odvození základních vztahů	24
5.1.2 Pohyb pístu	29
5.1.3 Nestacionární člen	32
5.1.4 Disipační funkce	32
5.1.5 Proudění ve válcové mezeře	33
5.1.6 Axiální síla	34
5.2 Kuličkový šroub	34
5.2.1 Návrh motoru	34
5.2.2 Kontrolní výpočet kuličkového šroubu	37
5.2.3 Pevnostní výpočet kuličkového šroubu	38
5.3 Kontrola ložisek	38
5.3.1 Kuličková ložiska	38
5.3.2 Kluzná ložiska	39

<b>6</b>	<b>Praktická výpočetní část</b>	<b>40</b>
6.1	Zvolené hodnoty	40
6.2	Výpočet pohybu pístu	40
6.3	Výpočet výkonu	41
6.3.1	Průtok	42
6.3.2	Ztráty	42
6.4	Axiální síla	43
6.5	Návrh motoru	44
6.5.1	Porovnání inverzního a klasického kuličkového šroubu	45
6.5.2	Účinnost v závislosti na výkonu	46
6.5.3	Životnost kuličkového šroubu v závislosti na výkonu	46
6.6	Pevnostní výpočet kuličkového šroubu	47
6.7	Kontrola ložisek	48
6.7.1	Kuličková ložiska	48
6.7.2	Kluzná ložiska	48
<b>7</b>	<b>Konstrukční řešení</b>	<b>50</b>
7.1	Použité komponenty	50
7.1.1	Motor	50
7.1.2	Převodovka	51
7.2	Konstrukce 1	52
7.3	Konstrukce 2	54
7.4	Zpětné ventily	56
7.4.1	Návrh konstrukce	58
7.4.2	Vyhodnocení	62
<b>8</b>	<b>Závěr</b>	<b>65</b>
<b>9</b>	<b>Seznam použitých zdrojů</b>	<b>66</b>
<b>10</b>	<b>Seznam použitých symbolů a veličin</b>	<b>68</b>

# 1 Úvod

Čerpadla se pro dopravování různých kapalin se používají v mnoha odvětvích lidské činnosti. Od zahradních čerpadel, která používáme pro dopravu životodárné vody k rostlinám, nebo domácích vodáren k dopravě vody pro naši potřebu, přes čerpadla v naftových autech až po velká průmyslová čerpadla, například pro dopravu vody ze spodní nádrže přečerpávací elektrárny zpět do horní.

Z důvodu rozsáhlosti použití čerpadel, se vyrábí jejich různé druhy. Pístová čerpadla jsou jednou z částí této výroby. Když se řekne pístové čerpadlo, tak se mnoha lidem vybaví motor automobilu, kde jeho hlavní částí je píst s klikovým mechanismem. Tato představa je ale chybná, protože tento mechanismus není čerpadlem, ale motorem, který pracuje na opačném principu (čerpadlo přeměňuje lineární pohyb na tlakovou energii, ale motor přeměňuje energii, v tom případě vzniklou při výbuchu paliva, na lineární pohyb). Ovšem představa hlavních částí pístového čerpadla je správná.

Nejrozšířenější mechanismus na přeměnu rotačního pohybu na lineární je klikový mechanismus. Mým úkolem v této diplomové práci je nahradit tento mechanismus kuličkovým šroubem.

## 2 Rozdělení čerpadel

Čerpadlo je mechanický stroj, který dodává kapalině kinetickou nebo tlakovou energii. Využívají se v celé řadě průmyslových odvětví (vodárenství, potravinářství, zdravotnictví ...). Čerpadla se vyznačují i velkou rozmanitostí dopravovaných materiálů. Mohou dopravovat čisté kapaliny nebo kapaliny s obsahem pevných částic. Pevné částice mohou být velmi různorodé (uhlí, písek, kal ...).

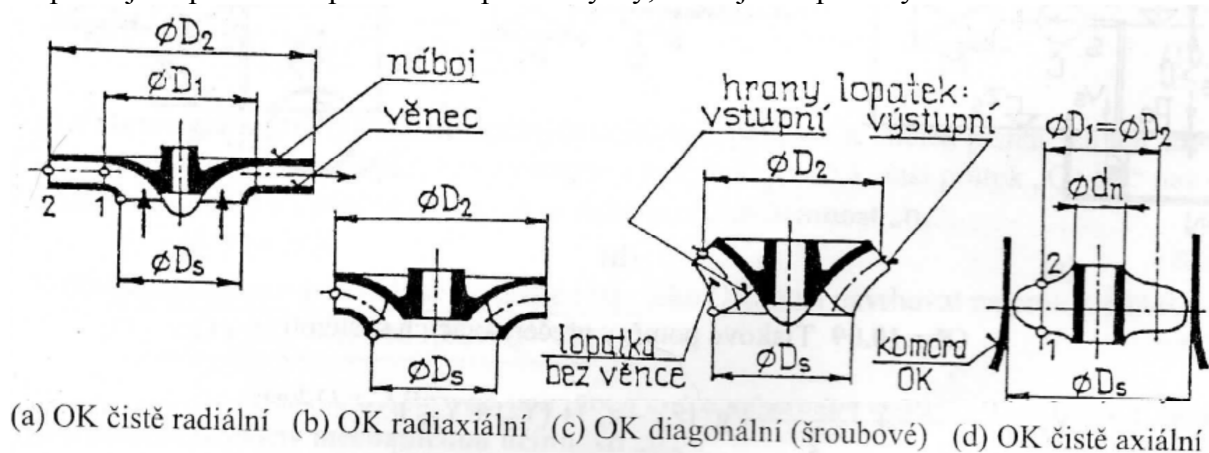
Čerpadla jsou stroje, které získávají energii z jiného zdroje, nejčastěji motoru, ale zdroj energie může být i jiný. Dříve se využívala lidská nebo zvířecí síla. Čerpadla se rozdělují podle mnoha kritérií např.: podle čerpané kapaliny. Základní kritérium rozdělení, ale je podle toho, jakou energii čerpadla primárně kapalině dodávají. Když převládá dodávání tlakové energie, mluvíme o čerpadlech hydrostatických. Naopak, když převládá energie kinetická, tak mluvíme o čerpadlech hydrodynamických. Hydrodynamická čerpadla přeměňují kinetickou energii na potenciální a to v oběžném kole. Hodnotu celkové energie vyjadřuje Bernoulliho rovnice:

$$g \cdot H + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} = konst$$

potenciální  
energie

kinetická  
energie

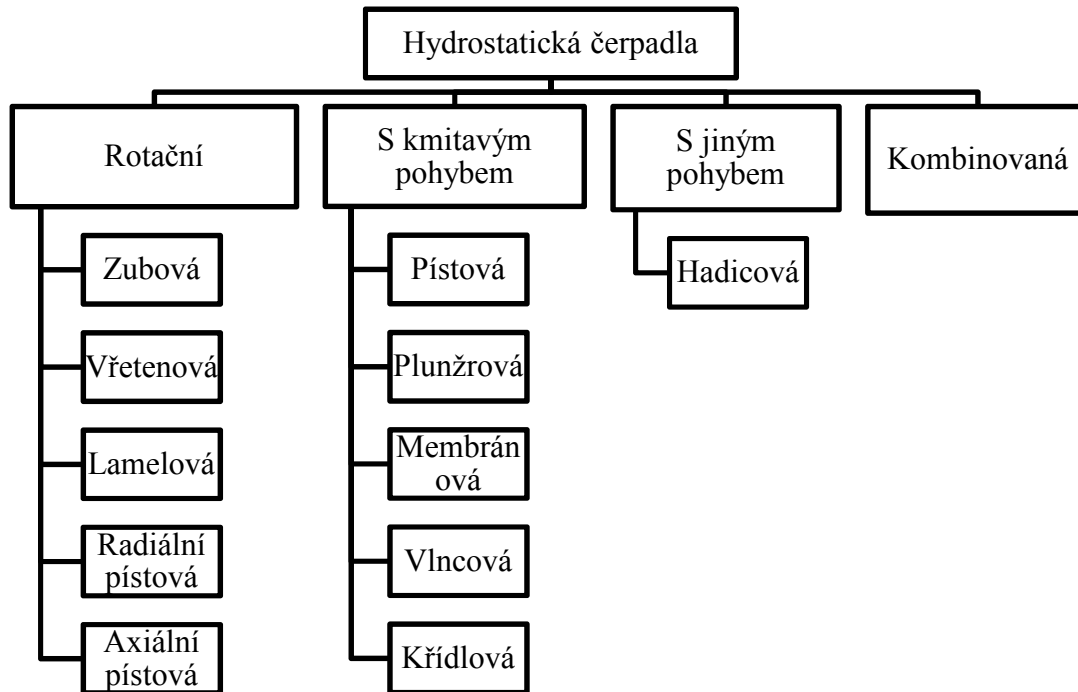
Hydrodynamická čerpadla se dále dělí podle směru proudění v oběžném kole, a to na radiální, radiaxiální, diagonální a axiální. Čerpadla radiální a radiaxiální se používají, z hydrodynamických čerpadel, pro největší dopravní výšky a nejmenší průtoky. Axiální čerpadla jsou používána pro malé dopravní výšky, ale největší průtoky.



Obr.: 2.1 Meridiální řezy hydrodynamických čerpadel [1]

### 3 Hydrostatická čerpadla

Hydrostatická čerpadla se vyznačují tím, že se mechanická energie přeměňuje hned na energii tlakovou. Tato přeměna se děje tím, že se v čerpadle mění objem pracovního prostoru a tím se kapalině předává tlaková energie. Změna pracovního objemu je prováděna pomocí pístu, zubu, lamely, membrány nebo závitu. Tlak v komoře nezávisí ani na poloze ani na rychlosti, což znamená, že je hydrostatický a proto tato čerpadla nazýváme hydrostatická.



Obr.: 3.1 Rozdělení hydrostatických čerpadel [2]

#### 3.1 Porovnání s hydrodynamickými čerpadly [2]

- vysoká účinnost
- menší počet otáček a proto větší hmotnost i cena
- dobrá sací schopnost
- při konstantních otáčkách dodávají stejný průtok prakticky nezávislý na tlaku
- s klesajícím tlakem přímo úměrně klesá i příkon
- při uzavřené armatuře na výtlaku mají teoreticky nekonečně velký výkon
- viskozita čerpané kapaliny prakticky neovlivňuje dodávaný objemový průtok
- regulace průtoku je složitější a nedá se užít regulace škrcením na výtlaku

#### 3.2 Parametry hydrostatických čerpadel

Zpracováno podle zdroje [2].

Hydrostatická čerpadla dodávají průtok, který je málo závislý na tlaku nebo viskozitě kapaliny. Tento průtok spočítáme:

$$Q = V_t \cdot n$$

Kde  $V_t$  - teoretický objem pracovního prostoru a  $n$  – otáčky.

U hydrostatických strojů dochází, jako u každého stroje, ke ztrátám. Ztráty u hydrostatických čerpadel jsou několika druhů.



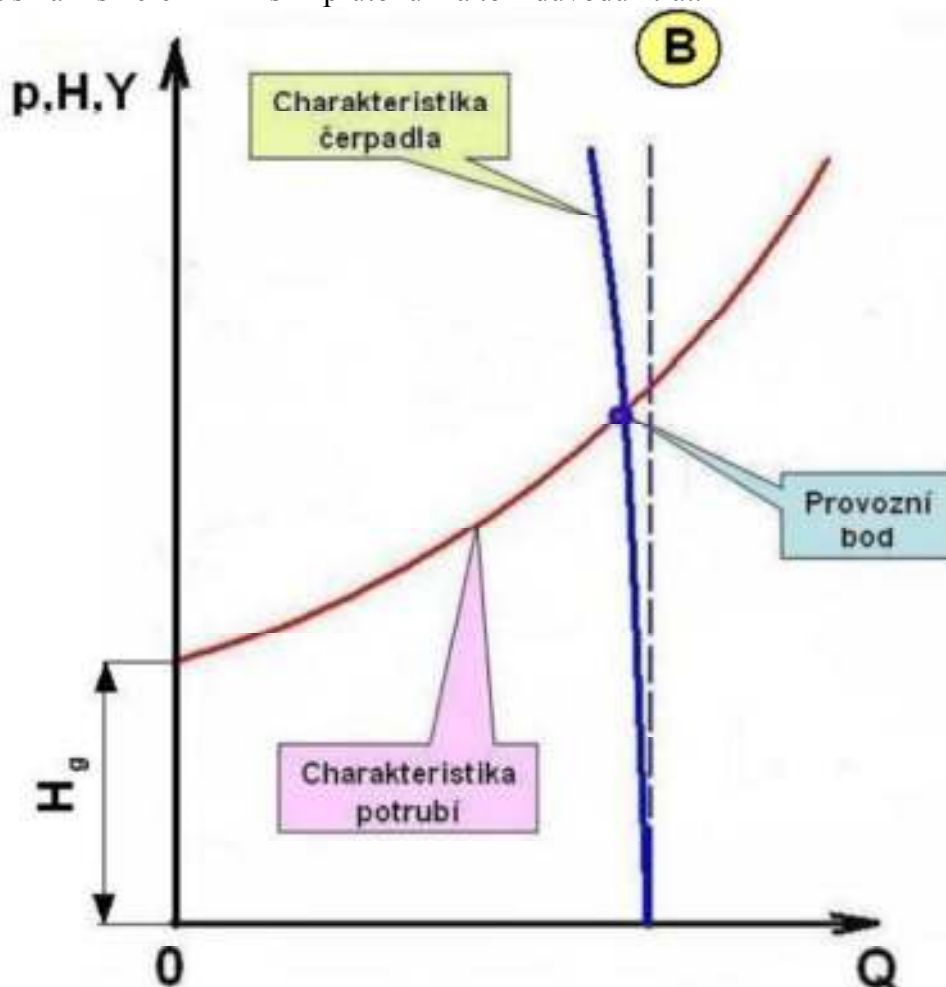
První ztráty jsou ztráty objemové. Ty jsou způsobeny tím, že nevytlačíme všechnu kapalinu, se kterou pracujeme. Kapalinu, se kterou pracujeme, ale nevytlačujeme, nazýváme ztrátovým průtokem  $Q_z$ . Ztrátový průtok vzniká vlivem netěsností ucpávek, ventilů, pístů atd. Dále vzniká tím, že celý objem kapaliny nikdy nevytlačíme, ale část nám zůstává v komoře do dalšího cyklu. Kapalinu, kterou opravdu dopravíme až na požadované místo, nazýváme skutečný průtok  $Q_s$ . Součtem skutečného a ztrátového průtoku získáváme teoretický průtok  $Q_t$ .

$$\eta_o = \frac{Q_s}{Q_t} = 1 - \frac{Q_z}{Q_t}$$

Další ztráty, jsou ztráty mechanické. Ty jsou důsledkem tření kapaliny v pracovní komoře, ztráty na ventilech, ucpávkách atd. Tyto ztráty také označujeme jako ztráty hydraulické  $\eta_h$ . Jako další ztráty musíme brát i další části celého čerpadla, jako ztráty v ložiskách, převodovce, spojce, motoru atd. Celková účinnost čerpadla je pak dána jako součin všech dílčích účinností:

$$\eta_c = \eta_o \cdot \eta_h \cdot \eta_m$$

Charakteristiky čerpadla  $Y = f(Q)$ ,  $H = f(Q)$  a  $p = f(Q)$ : (měrná energie, dopravní výška a tlak jako funkce průtoku) jsou teoreticky dány svislou přímkou (B). Ve skutečnosti se tato křivka sklání směrem k nižším průtokům a to z důvodů ztrát.



Obr. 3.2 Charakteristika hydrostatického čerpadla [2]

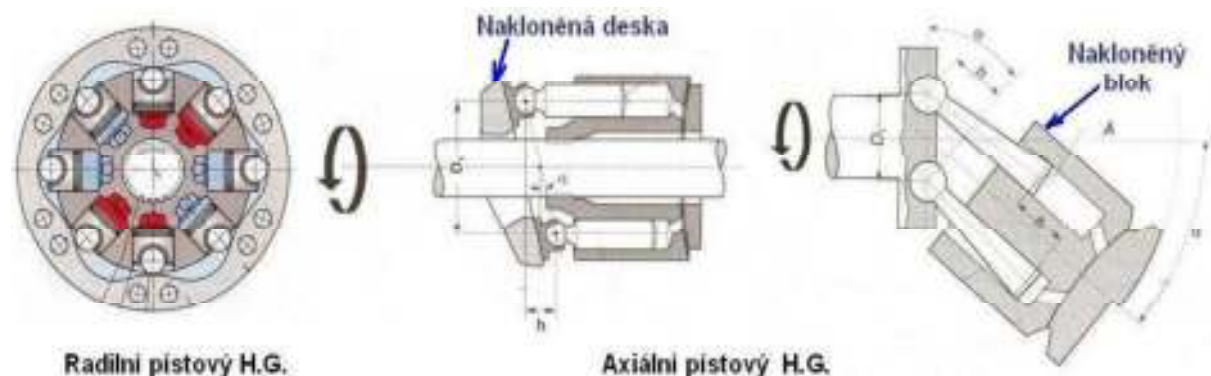
### 3.3 Použití hydrostatických čerpadel

Zpracováno podle zdroje [2].

Hydrostatická čerpadla se používají pro vyšší tlaky, ale menší průtoky než čerpadla hydrodynamická. Tlaky dosahují hodnot až 50MPa. Používají se u hydraulických mechanismů, servomechanismů. Zde se hlavně používají čerpadla šroubová, zubová, lamelová, pístová axiální nebo radiální.

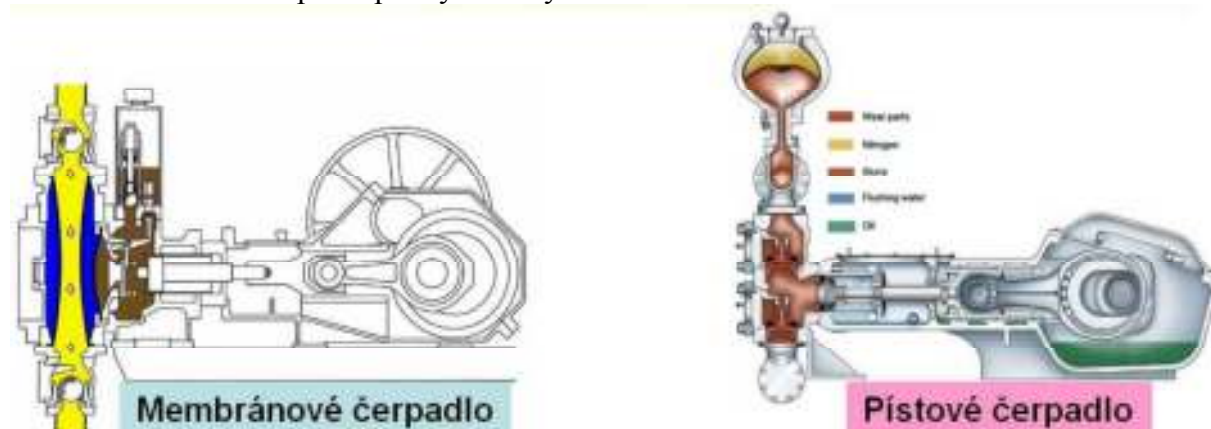


Obr.: 3.3 Některá hydrostatická čerpadla [2]



Obr.: 3.4 Radiální a axiální pístová čerpadla [2]

Hydrostatická čerpadla se dále používají i v hornictví pro čerpání hydrosměsí (např.: voda s uhlím) nebo u hlubinného vrtání atd. K tomuto účelu se nejvíce využívají pístová nebo plunžrová čerpadla. Dále se také využívají v chemickém průmyslu k čerpání nebezpečných látek. Také mohou čerpat kapaliny o různých viskozitách.



Obr.: 3.5 Membránové a pístové čerpadlo [2]

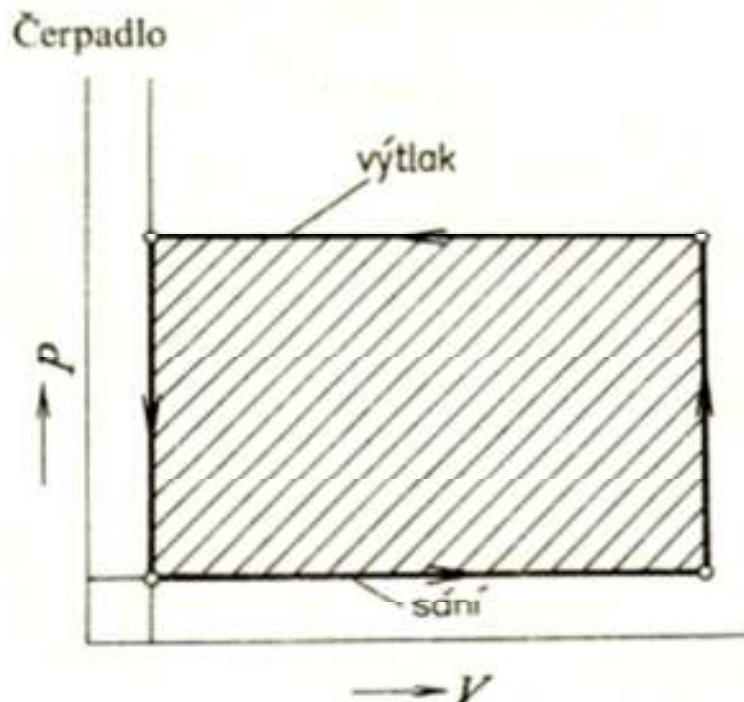
Hydrostatická čerpadla se také využívají v medicíně a to třeba při transplantacích nebo dialýze. K tomuto účelu se používají například hadicová čerpadla. Další využití je u dávkování přesného množství kapaliny, třeba při vstřikování do formy.



Obr.: 3.6 Hadicové a plunžrové čerpadlo [2]

### 3.4 Hydrostatická čerpadla s kmitavým pohybem

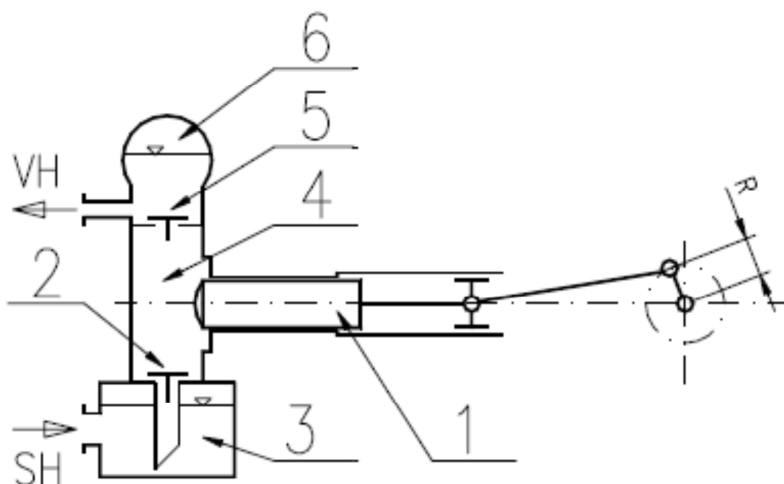
Hydrostatická čerpadla s kmitavým pohybem pracují na principu přeměny rotačního pohybu motoru na přímočarý vratný pohyb. Tímto vratným pohybem se uvádí do pohybu píst (membrána, plunžr) a ten mění periodicky objem komory. Tento cyklus se skládá ze dvou fází. První fáze je sání. Při sání dochází ke zvětšování objemu pracovní komory, vznikne podtlak a kapalina je nasávána do pracovní komory. Ve druhé fázi dochází ke stlačování kapaliny a tím zvyšováním jejího tlaku. Pak je kapalina vytlačována z komory pryč.



Obr.: 3.7 p-V diagram hydrostatického čerpadla [3]

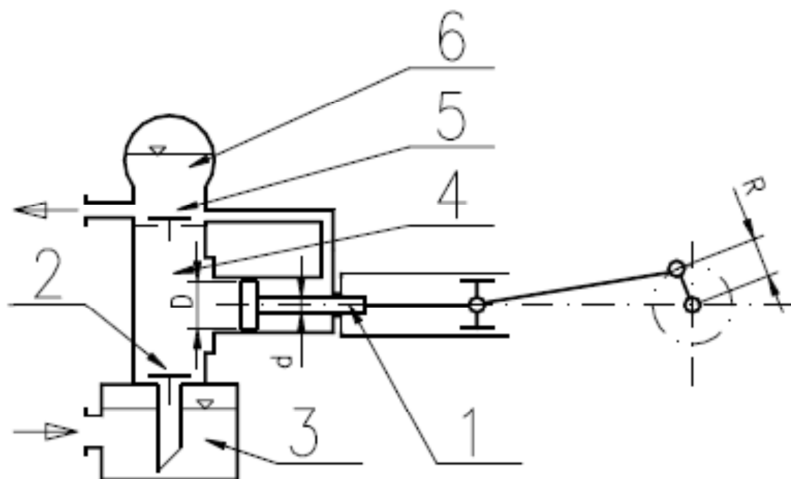
### 3.4.1 Pístová čerpadla

Základním hydrostatickým čerpadlem s kmitavým pohybem je pístové čerpadlo. Rotační pohyb transformuje na přímočarý klikový mechanismus o poloměru  $R$ . Ke klikovému mechanismu je připojen píst (1), který se periodicky zasouvá a vysouvá z pracovní komory (4) a tím mění její objem. Kapalina se nasává přes sací hrdlo (SH), sací vzdušník (3) a sací ventil (2) do komory při vysouvání pístu a při zasouvání se vytlačuje přes výtlačný ventil (5) do výtlačného vzdušníku (6) a přes výtlačné hrdlo (VH) pryč.



Obr.: 3.8 Jednočinné pístové čerpadlo [4]

Pístová čerpadla jsou několika typů. Prvním typem je jednočinné pístové čerpadlo. To se vyznačuje tím, že je činná jen jedna strana pístu. To má za následek dodávání velmi kolísavého průtoku, protože při nasávání kapaliny žádnou nevytlačujeme. Tento nedostatek částečně odstraňuje další typ pístového čerpadla a to čerpadlo diferenciální.

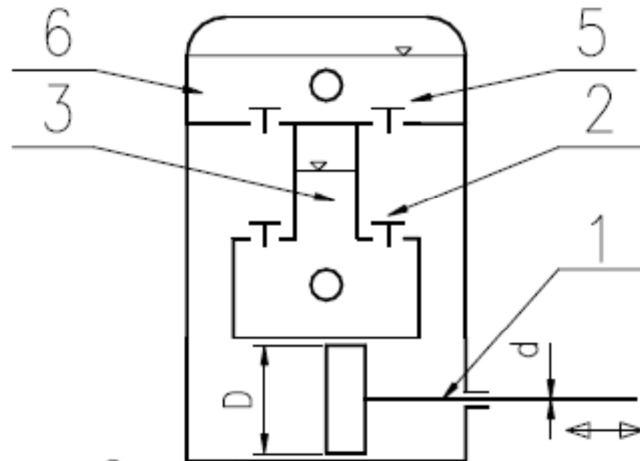


Obr.: 3.9 Diferenciální pístové čerpadlo [4]

Diferenciální čerpadlo se od jednočinného liší tím, že je použit diferenciální píst (1), který má obě strany činné. Při zasouvání pístu do komory je výtlač realizován pístem o průměru  $D$  a při vratném pohybu kapalina vytlačována pístem o průměru  $D-d$ . Tím se k výtlačku kapaliny použije celá otáčka klikového mechanismu a zrovnomerní se dodávaný průtok. Sání kapaliny na pravou stranu pístu probíhá při sání do pracovní komory. Takže

čerpadlo nasává jako jednočinné a vytlačuje jako dvojčinné. Výhoda tohoto typu čerpadla je, že sice dává stejný průtok jako čerpadlo jednočinné, ale je rovnoměrnější a čerpadlo má menší rozměry, protože k čerpání je zapotřebí menších sil než u jednočinného čerpadla.

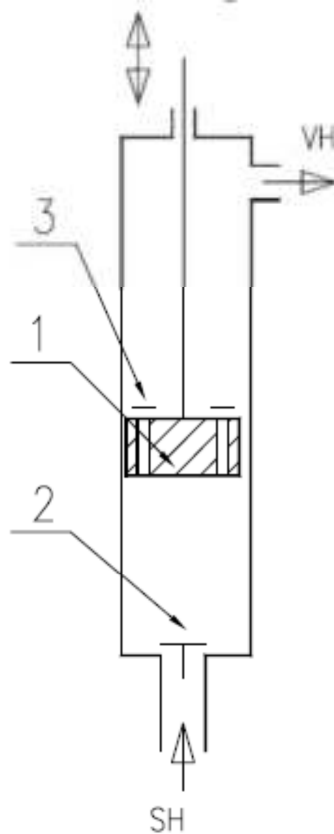
Dalším typem pístového čerpadla je čerpadlo dvojčinné. Toto čerpadlo se vyznačuje tím, že má obě strany pístu činné. Každá strana pístu má svojí vlastní pracovní komoru. Při sání jednou stranou pístu, druhá koná výtlak a naopak.



Obr.: 3.10 Dvojčinné čerpadlo [4]

Výhodou tohoto čerpadla je, že dává přibližně dvojnásobný průtok než předchozí dva typy. Nevýhodou ale je, že čerpadlo má větší rozměry a větší počet dílů.

Ještě je jeden typ pístového čerpadla a to zdvižné pístové čerpadlo. Toto čerpadlo se používá pro čerpání z hlubokých studní.



Obr.: 3.11 Zdvižné čerpadlo [4]

Pracuje tak, že při pohybu pístu (1) směrem dolů se otevřou výtlačné ventily, tím je kapalina přetlačí do horní části válce a uzavře se sací ventil (2). Při pohybu pístu nahoru se výtlačné ventily uzavřou a kapalina je vytlačována do výtlačného hrdla. Zároveň se otevře sací ventil a kapalina je nasávána do spodní části válce. Objemový průtok je stejný jako u jednočinného čerpadla.

## 4 Kuličkový šroub

Kuličkový šroub je mechanismu, který mění rotační pohyb na pohyb přímočarý. Tato transformace je prováděna prostřednictvím odvalování kuliček mezi šroubem a maticí. Kuličkové šrouby může rozdělit podle toho, jestli poháníme šroub a matice vykonává přímočarý pohyb nebo naopak. Kuličkové šrouby, kde poháníme šroub, jsou více používané a to hlavně u přesných strojů, jako jsou vrtačky, frézky, soustruhy atd. Kuličkové šrouby se vyznačují velkou velikou mechanickou účinností až 98%. Také mají velikou tuhost, přesnost a trvanlivost. Kuličkové šrouby také přenášejí velké axiální síly a vysoké rychlosti. Kuličkové šrouby nejsou samosvorné.



*Obr.: 4.1 Kuličkový šroub [5]*

### 4.1 Kuličkový šroub

Kuličkový šroub je spolu s kuličkovou maticí hlavní část celého kuličkového šroubu. Požadavky na kuličkový jsou hlavně velká tuhost, protože kuličkové šrouby jsou namáhány na vzpěr. Toto namáhání je pro kuličkové šrouby typické, protože délky šroubů dosahují

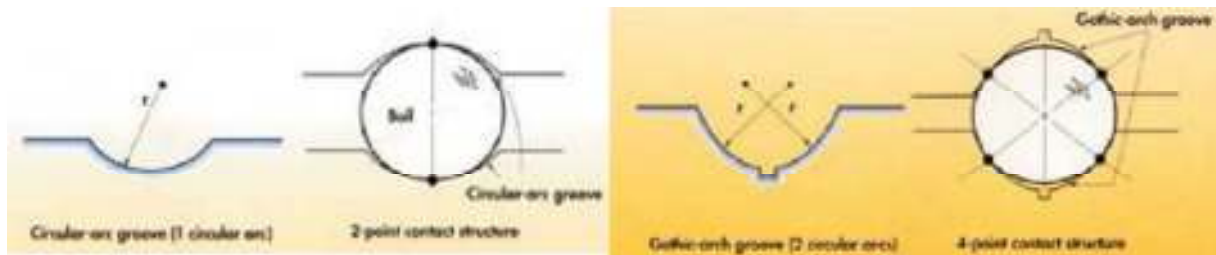


délek i několik metrů. Dalším požadavkem je vysoká přesnost polohování. Ta se zajistí hlavně typem výroby.

#### 4.1.1 Profil závitu

Jako profil závitu kuličkového šroubu se používají dva základní typy, kruhový a gotický profil.

- a) Gotický profil: Tento profil se k výrobě kuličkových šroubů používá častěji. Je sice výrobně náročnější a nákladnější, ale má i řadu výhod. Hlavní výhodou je přesnost, tuhost, vyšší účinnost a lepší mazání. Gotický profil má čtyři kontaktní body. Dva v matici a dva ve šroubu.



Obr.: 4.2 Kruhový a gotický profil [11]

- b) Kruhový profil: Oproti gotickému profilu má jedinou výhodu. Není tolik výrobně náročný a tím i levnější. Ovšem vlastnosti má všechny horší. Kruhový profil má jen dva kontaktní body. Jeden v matici a jeden ve šroubu.

#### 4.1.2 Způsoby výroby

- a) Válcováním: Touto technologií se zhotovují polotovary pro další výrobu kuličkových šroubů. Dalším postupem výroby po válcování je povrchové kalení a leštění. Tato technologie je používána pro hromadnou výrobu. Přesnost těchto kuličkových šroubů je IT7 až IT5. Touto technologií výroby dochází k vnitřnímu pnutí a tím dochází ke geometrickým nepřesnostem.



Obr.: 4.3 Technologie válcování [6]

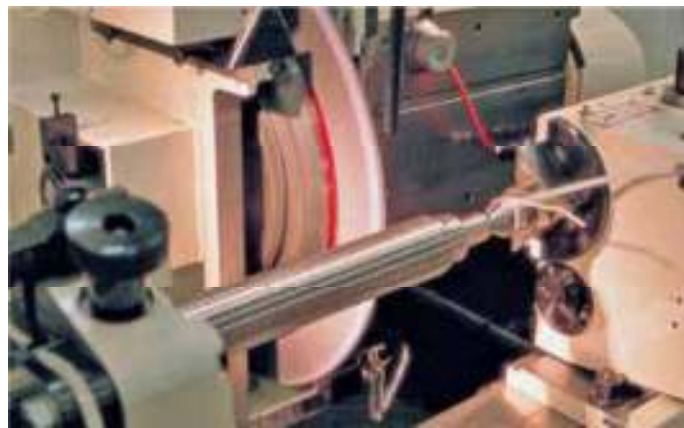
- b) Okružováním: Tato technologie spočívá v obrábění zakaleného povrchu nástrojem s požadovaným tvarem závitu. Tento způsob obrábění je vhodný pro kusovou i sériovou výrobu. Přesnost kuličkových šroubů je běžně IT5. Tyto šrouby jsou vhodné pro menší průměry kuliček. A to z důvodu možnosti odběru materiálu jen do malé hloubky kvůli povrchovému zakalení před obráběním (nesmíme se dostat na nezakalený materiál).





*Obr.: 4.4 Technologie okružování [6]*

- c) Broušením: Závit se brousí do zakaleného polotovaru. Tento způsob výroby je vhodný pro kusovou i sériovou výrobu. Touto technologií se vyrábějí nejpřesnější šrouby a to v přesnostech IT3 až IT1. Tato technologie je výrobně nejnáročnější.



*Obr.: 4.5 Technologie broušení [6]*



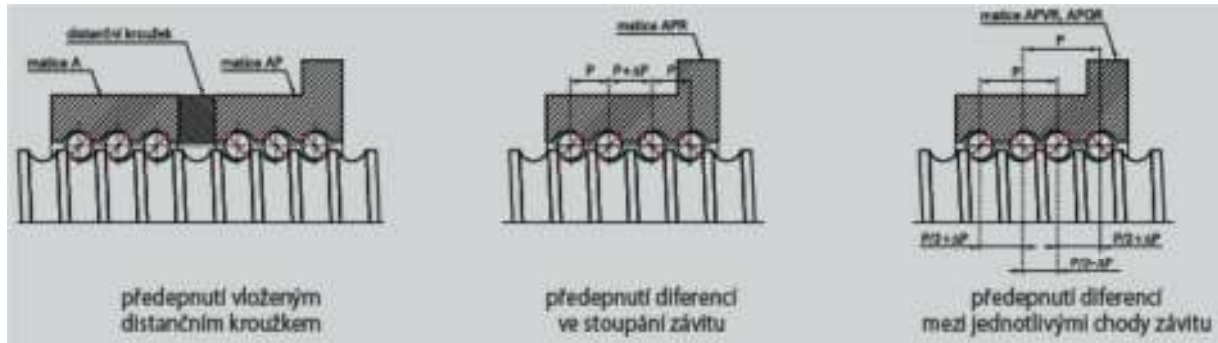
*Obr.: 4.6 Profily závitů vyrobených válcováním, okružováním a broušením [6]*

## 4.2 Kuličková matice

Další důležitou částí kuličkových šroubů je kuličková matice. Ta má za úkol přenášet axiální síly, recirkulaci kuliček. Zajišťují také vymezení vůle a předepnutí. Dalším jejich úkolem je dodávání maziva.

### 4.2.1 Předepnutí matice

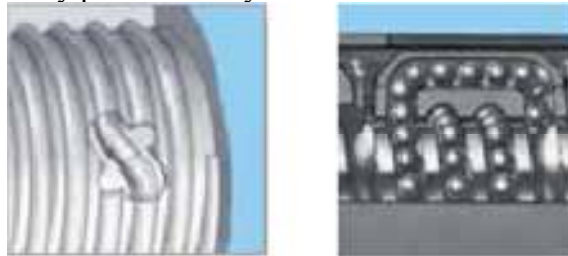
Matice jsou dvojího druhu s ohledem na předepnutí a to matice nepředepnuté a předepnuté. Předepnutí matice se provádí třemi způsoby.



Obr.: 4.7 Způsoby předepnutí matic [6]

#### 4.2.2 Recirkulace kuliček

Převody kuliček jsou u kuličkových šroubů dvojího druhu a interním převodem mezi jednotlivými závity a celkový převod vratným kanálkem.



Obr.: 4.8 Způsoby převodu kuliček [6]

### 4.3 Mazání

Mazání kuličkových šroubů se provádí pomocí olejů nebo tuků. Způsob mazání a používaná maziva jsou stejná jako u valivých ložisek. Pro vysoká zatížení se používají plastická maziva.

### 4.4 Klikový mechanismus

Pro transformaci rotačního pohybu na přímočarý lze využít také klikového mechanismu. Ten se pro pohon pístových čerpadel využívá nejčastěji, ale má mnoho nevýhod, které můžeme odstranit použitím kuličkového šroubu.

#### 4.4.1 Nevýhody klikového mechanismu

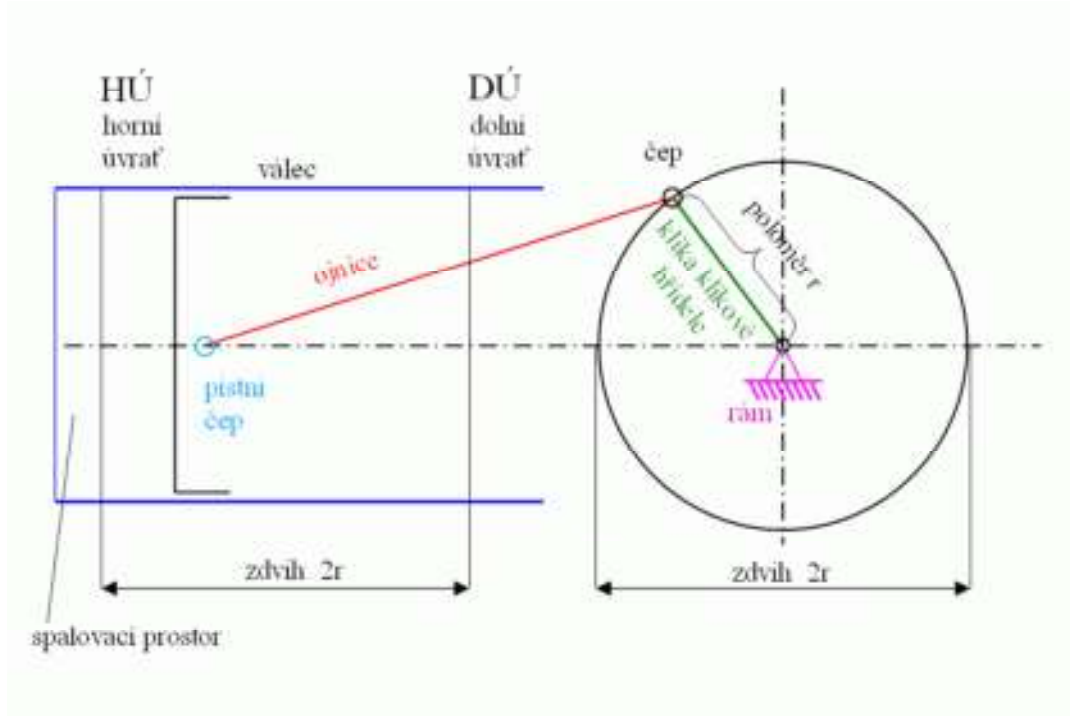
Klikové mechanismy jsou dvojího druhu a to úplný (s křížákem) nebo zkrácený. Úplný klikový mechanismus se používá pro pomaloběžnější stroje, ale zato se na píst přenášejí jen axiální síly. U zkráceného se přenášejí i radiální síly.

Klikový mechanismus má i společné nevýhody, ať už se jedná o úplný nebo zkrácený. Tyto nevýhody jsou: Komplikovaný

Drahý

Náročný na montáž a údržbu

Proto se jako alternativu snažíme použít kuličkový šroub.



Obr.: 4.9 Zkrácený klikový mechanismus [7]

## 4.5 Lineární motor

Další možností jak docílit přímočarého pohybu je lineární motor. Lineární motor přenáší jen malé axiální síly a má jen malé zdvihy při přiměřené ceně i velikosti. Proto se pístová čerpadla s tímto pohonem používají pro malé tlaky a průtoky.



Obr.: 4.10 Lineární motor [8]

## 4.6 Inverzní kuličkový šroub

Klasický kuličkový šroub má buď levotočivou, nebo pravotočivou šroubovici a proto, když budeme chtít kmitavý přímočarý pohyb, tak musíme neustále obracet smysl otáčení motoru. Což není jednoduché na řízení a navíc musíme použít servomotor, který je dražší než klasický elektromotor a navíc musíme počítat i se setrvačnými silami celého zařízení z důvodu neustálého brzdění a rozbíhání motoru. Čerpadlo poháněné tímto typem kuličkového šroubu je možno nejlépe využít pro dávkování kapaliny, protože kuličkový šroub má velkou přesnost polohování.

Tyto nedostatky má odstranit inverzní kuličkový šroub, který má na hřídeli výrobu levotočivou i pravotočivou šroubovici zároveň. Tyto šroubovice jsou vždy na konci propojeny

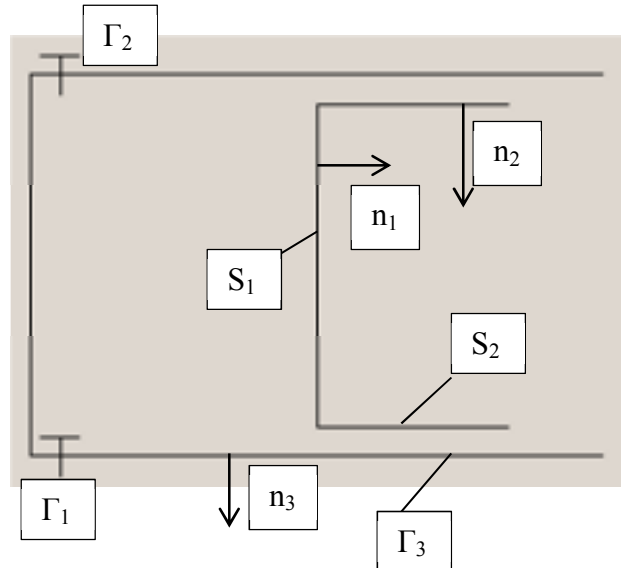
a tím můžeme otáčet maticí či šroubem jen jedním směrem a vždy, když se kuličky dostanou na konec jedné šroubovice, tak se kuličky přesunou do druhé šroubovice a je konán vratný pohyb. Tím odpadá nutnost měnění smyslu otáčení.

Inverzní kuličkový šroub mi poskytl ke studiu pro účel této diplomové práce prof. Ing. František Pochylý CSc.

## 5 Teoretická výpočetní část

### 5.1 Výpočet hydraulické části

Inspirováno podklady [9], [10]



Obr.: 5.1 Schéma komory čerpadla s pístem

Na obrázku je vidět základní schéma komory čerpadla, kde jsou vyznačeny základní plochy a jejich normálové vektory, které směřují vždy ven z kapaliny. Čelní plocha pístu je označena  $S_1$  a válcová plocha pístu  $S_2$ .  $\Gamma_3$  označuje válcovou část komory a  $\Gamma_1$  označuje sací ventil a  $\Gamma_2$  výtlačný ventil.

#### 5.1.1 Odvození základních vztahů

Pro odvození jsem použil dvou základních rovnic. První rovnice je podle zákona zachování hmoty a to rovnice kontinuity pro nestlačitelnou kapalinu.

Rovnice kontinuity pro nestlačitelnou kapalinu:

$$\frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0$$

Druhá rovnice je rovnice pohybová a rovnice Navier-Stokesova:

$$\rho \cdot \frac{dv_i}{dt} - \frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial p}{\partial x_i} = \rho \cdot g_i$$

Rozložíme složku zrychlení:

$$\frac{dv_i}{dt} = \frac{\partial v_i}{\partial t} + \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \cdot v_j$$

Rozložené zrychlení dosadíme do N-S rovnice a zanedbáme člen hydrostatického tlaku a to z důvodů malých rozměrů čerpadla:

$$\rho \cdot \frac{\partial v_i}{\partial t} + \rho \cdot \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \cdot v_j - \frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial p}{\partial x_i} = 0$$

Dále rovnici vynásobíme elementárním objem  $dV$ :

$$\rho \cdot \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot dV + \rho \cdot \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \cdot v_j \cdot dV - \frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial x_j} \cdot dV + \frac{\partial p}{\partial x_i} \cdot dV = 0$$

Všechny členy rovnice vynásobíme rychlostí  $v_i$  a tím dostaneme výkony od jednotlivých sil podle vztahu:

$$P = F \cdot v$$

$$\rho \cdot \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot v_i \cdot dV + \rho \cdot \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \cdot v_i \cdot v_j \cdot dV - \frac{\partial \Pi_{ij}}{\partial x_j} \cdot v_i \cdot dV + \frac{\partial p}{\partial x_i} \cdot v_i \cdot dV = 0$$

U členů konvektivních a viskózních prohodíme indexy  $i$  a  $j$ .

$$\rho \cdot \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot v_i \cdot dV + \rho \cdot \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \cdot v_i \cdot v_j \cdot dV - \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} \cdot v_j \cdot dV + \frac{\partial p}{\partial x_i} \cdot v_i \cdot dV = 0$$

Pak upravíme člen konvektivního urychlení podle předpisu:  $\frac{\partial v}{\partial x} \cdot v = \frac{1}{2} \cdot (v)^2$

$$\frac{\partial v_j}{\partial x_i} \cdot v_j \cdot v_i \cdot dV = \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial}{\partial x_i} \cdot (v_j \cdot v_j) \cdot v_i \cdot dV = \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial}{\partial x_i} \cdot (\bar{v})^2 \cdot v_i \cdot dV$$

a dosadíme do N-S rovnice:

$$\rho \cdot \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot v_i \cdot dV + \rho \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial}{\partial x_i} \cdot (\bar{v})^2 \cdot v_i \cdot dV - \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} \cdot v_j \cdot dV + \frac{\partial p}{\partial x_i} \cdot v_i \cdot dV = 0$$

Vytkneme derivaci  $\frac{\partial}{\partial x_i}$ :

$$\rho \cdot \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot v_i \cdot dV + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_i} \cdot \left( \frac{\rho}{2} \cdot (\bar{v})^2 + p \right)}_{\rho \cdot Y_L} \cdot v_i \cdot dV - \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} \cdot v_j \cdot dV = 0$$

Vyjádříme lokální měrnou energii  $Y_L$ :

$$\rho \cdot Y_L = \frac{\rho}{2} \cdot (\bar{v})^2 + p = \frac{(\bar{v})^2}{2} + \frac{p}{\rho}$$

Dosadíme lokální měrnou energii do N-S rovnice a tím dostaneme rovnici výkonu pro elementární částici:

$$\rho \cdot \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot v_i \cdot dV + \frac{\partial Y_L}{\partial x_i} \cdot v_i \cdot dV - \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} \cdot v_j \cdot dV = 0$$

Pak rovnici zintegrujeme a dostaneme rovnici výkonu pro celý objem:

$$\rho \cdot \int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot v_i \cdot dV + \rho \cdot \int_V \frac{\partial Y_L}{\partial x_i} \cdot v_i \cdot dV - \int_V \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} \cdot v_j \cdot dV = 0$$

Pro člen lokální měrné energie použijeme Gauss – Ostrogradského větu a rozepíšeme jí do jednotlivých ploch:

$$\rho \cdot \int_V \frac{\partial Y_L}{\partial x_i} \cdot v_i \cdot dV = \rho \cdot \int_S Y_L \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS - \rho \cdot \int_V Y_L \cdot \frac{\partial v_i}{\partial x_i} \cdot dV = \int_S Y_L \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS$$

$$\frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0 \Rightarrow \text{z rovnice kontinuity}$$

$$\begin{aligned} \rho \cdot \int_S Y_L \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS &= \rho \cdot \int_{S_1} Y_L \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS + \rho \cdot \int_{S_2} Y_L \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS + \rho \cdot \int_{\Gamma_1} Y_L \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS + \rho \cdot \int_{\Gamma_2} Y_L \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS + \\ &+ \rho \cdot \int_{\Gamma_3} Y_L \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS \end{aligned}$$

Integrály přes plochy  $S_2$  a  $\Gamma_3$  budou nulové, protože rychlost a normálový vektor svírají úhel  $90^\circ$ . Z definice skalárního součinu je člen nulový:  $v_i \cdot n_i = |v| \cdot |n| \cdot \cos 90 = 0$   
Výsledný člen lokální měrné energie:

$$\rho \cdot \int_S Y_L \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS = \rho \cdot \int_{S_1} Y_L \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS + \rho \cdot \int_{\Gamma_1} Y_L \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS + \rho \cdot \int_{\Gamma_2} Y_L \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS$$

Do integrálu lokální měrné energie dosadíme za  $Y_L$ :

$$\int_S Y_L \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS = \int_S \left( \frac{1}{2} \cdot (\bar{v})^2 + p \right) \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS$$

Tento člen rozdělíme na dvě části. Na kinetickou a tlakovou energii.

Kinetická energie:

$$\int_S \frac{1}{2} \cdot (\bar{v})^2 \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS = \int_S \frac{1}{2} \cdot (\bar{v})^2 \cdot v_n \cdot dS = \frac{\alpha}{2} \cdot (\bar{v})^2 \cdot Q$$

Tlaková energie:

$$\int_S \frac{p}{\rho} \cdot v_i \cdot n_i \cdot dS = \int_S \frac{p}{\rho} \cdot v_n \cdot dS = \frac{p}{\rho} \cdot Q$$

Také pro viskózní člen použijeme Gauss – Ostrogradského větu a rozepíšeme ho do jednotlivých ploch:

$$\begin{aligned} \int_V \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} \cdot v_j \cdot dV = & \int_S \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS - \int_V \Pi_{ji} \cdot \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \cdot dV = \int_{S_1} \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS + \int_{S_2} \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS + \\ & + \int_{\Gamma_1} \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS + \int_{\Gamma_2} \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS + \int_{\Gamma_3} \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS - \int_V \Pi_{ji} \cdot \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \cdot dV \end{aligned}$$

Člen na ploše  $S_1$  je nulový z důvodu, že na čele pístu není žádná rovnoběžná rychlost kapaliny. Člen na ploše  $S_2$  je nulový z důvodu, že zde neproudí kapalina. Ztráty na ventilech, plochy  $\Gamma_1$  a  $\Gamma_2$ , jsou vyjádřeny jako místní ztráty. Objemový integrál vyjadřuje disipaci energie v objemu a je roven  $2D$ .

Výsledný viskózní člen:

$$\int_V \frac{\partial \Pi_{ji}}{\partial x_i} \cdot v_j \cdot dV = \int_{\Gamma_3} \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS - 2D$$

Všechny členy dosadíme zpět do rovnice pro výkon, kromě členů kinetické energie, protože ty jsou u hydrostatických čerpadel, vzhledem k tlakové energii, zanedbatelné.

$$\rho \cdot \int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot v_i \cdot dV \pm p_{S_1} \cdot Q + p_{\Gamma_1} \cdot Q - p_{\Gamma_2} \cdot Q - \int_{\Gamma_3} \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS + 2D = 0$$

Znaménko  $\pm$  značí, že při sání čerpadla je tlaková energie záporná, naopak při výtlačku kladná.

Z rovnice pro celkový výkon trati potřebujeme získat jen výkon čerpadla. V rovnici nám vystupují i tlaky na sání i na výtlačku, které jsou dány parametry tratě. Abychom jsme se těchto členů zbavili, použijeme Bernoulliho rovnici, kterou sestavíme podle Obr.: 5.2:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + Y_c + g \cdot H + Y_z$$

Zanedbáme kinetické členy, protože předpokládáme rozlehlé hladiny a i tlakové členy, protože na hladinách předpokládáme atmosférický tlak.

$$g \cdot H + Y_z = Y_c$$

Člen potenciální měrné energie vztažený k čerpadlu se skládá ze dvou členů. Ze sací výšky a výtlačné výšky. Potenciální měrnou energii lze vyjádřit:

$$p = \rho \cdot g \cdot H$$

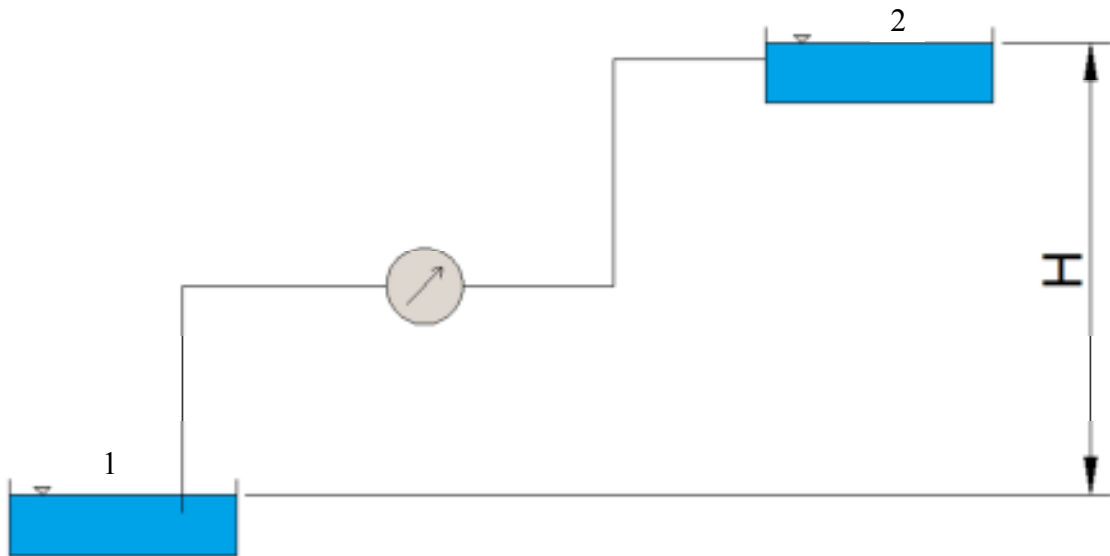


Tím dostáváme tlak na sání ze sací výšky a tlak na výtlačku z výtlačné výšky. Když dosadíme do Bernoulliho rovnice za potenciální energii a vynásobíme hustotou  $\rho$  a průtokem  $Q$  a dostaneme rovnici výkonu.

$$p_{\Gamma_1} \cdot Q - p_{\Gamma_2} \cdot Q = Y_{\xi} \cdot \rho \cdot Q = p_{S_1} \cdot Q$$

Tuto rovnici porovnáme s předešlou rovnicí pro výkon, tak nám výkony na ventilech vypadnou a dostáváme výkon čerpadla ve tvaru:

$$\rho \cdot \int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot v_i \cdot dV \pm p_{S_1} \cdot Q - \int_{\Gamma_3} \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS + 2D = P$$



Obr.: 5.2 Schéma zapojení čerpadla v trati

### 5.1.2 Pohyb pístu

Výchylka pístu  $x$  je dána vztahem:

$$x = A \cdot (1 - \cos(\omega \cdot t))$$

Za  $\omega$  dosadíme otáčky kuličkového šroubu podle vztahu  $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$ .

$$x = A \cdot (1 - \cos(2 \cdot \pi \cdot n \cdot t))$$

Tento vztah nám ukazuje polohu pístu na jednu otáčku pístu, abychom dostali polohu pístu v délce celého zdvihu pístu, musíme otáčky kuličkového šroubu roznásobit počtem otočení kuličkového šroubu během jednoho zdvihu pístu. Počet otočení získáme vydělením stoupání kuličkového šroubu  $s$  maximálním zdvihem  $x_{max}$ .

$$i = \frac{s}{x_{max}}$$

Tímto poměrem přenásobíme hodnotu otáček  $n$ .

$$x = A \cdot (1 - \cos(2 \cdot \pi \cdot n \cdot t)) = A \cdot \left(1 - \cos\left(2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot t\right)\right)$$

Zderivováním této rovnice podle času dostaneme hodnotu rychlosti pístu:

$$v = \frac{\partial x}{\partial t} = A \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot t\right)$$

A zderivováním rovnice rychlosti pístu podle času dostaneme zrychlení pístu:

$$a = \frac{\partial v}{\partial t} = A \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}}\right)^2 \cdot \cos\left(2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot t\right)$$

Periodu otočení kuličkového šroubu si vyjádříme z úhlové rychlosti:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot f = 2 \cdot \pi \cdot \frac{1}{T} \Rightarrow T = \frac{1}{n}$$

Pro periodu pohybu pístu musíme periodu otočení vynásobit počtem otočení:

$$T = \frac{1}{n} \cdot \frac{x_{\max}}{s}$$

Pro vyjádření střední hodnoty průtoku použijeme 1. větu o střední hodnotu integrálního počtu:

$$\int_0^{\frac{T}{2}} Q \cdot dt = \left(\frac{T}{2} - 0\right) \cdot q \Rightarrow q = \frac{2}{T} \cdot \int_0^{\frac{T}{2}} Q \cdot dt$$

Za průtok dosadíme:

$$\begin{aligned} Q &= v \cdot S_1 = A \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot t\right) \cdot S_1 \\ q &= \frac{2}{T} \cdot \int_0^{\frac{T}{2}} A \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot t\right) \cdot S_1 \cdot dt = \frac{2}{T} \cdot A \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot S_1 \cdot \int_0^{\frac{T}{2}} \sin\left(2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot t\right) \cdot dt \\ q &= -\frac{2}{T} \cdot A \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot S_1 \cdot \left[\frac{\cos\left(2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot t\right)}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}}}\right]_0^{\frac{T}{2}} = -\frac{2}{T} \cdot A \cdot S_1 \cdot \left[\cos\left(2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot \frac{T}{2}\right) - \right. \\ &\quad \left. - \cos\left(2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot 0\right)\right] = -\frac{2}{T} \cdot A \cdot S_1 \cdot \left[\cos\left(2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{n} \cdot \frac{x_{\max}}{s}\right) - \cos 0\right] \end{aligned}$$

$$q = -\frac{2}{T} \cdot A \cdot S_1 \cdot [\cos \pi - \cos 0] = -\frac{2}{T} \cdot A \cdot S_1 \cdot (-2) = \frac{4}{T} \cdot A \cdot S_1 = 4 \cdot A \cdot n \cdot S_1$$

Z této rovnice plyne amplituda A:

$$A = \frac{q}{4 \cdot n \cdot S_1}$$

Amplitudu A dosadíme do rovnic pro polohu, rychlost a zrychlení:

Poloha:

$$x = \frac{q}{4 \cdot n \cdot S_1} \cdot \left( 1 - \cos \left( 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot t \right) \right)$$

Rychlost:

$$v = \frac{q}{4 \cdot n \cdot S_1} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot \sin \left( 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot t \right) = \frac{q \cdot \pi}{2 \cdot S_1} \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot \sin \left( 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot t \right)$$

Zrychlení:

$$a = \frac{q}{4 \cdot n \cdot S_1} \cdot \left( 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \right)^2 \cdot \cos \left( 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot t \right) = \frac{q \cdot s^2 \cdot n \cdot \pi^2}{x_{\max}^2 \cdot S_1} \cdot \cos \left( 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot t \right)$$

Rychlost dosadíme do rovnice průtoku:

$$Q = v \cdot S_1 = \frac{q \cdot \pi}{2 \cdot S_1} \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot \sin \left( 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot t \right) \cdot S_1 = \frac{q \cdot \pi}{2} \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot \sin \left( 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot t \right)$$

Určíme si maximální hodnotu polohy. Maximální hodnota bude v  $T/2$ :

$$x_{\max} = \frac{q}{4 \cdot n \cdot S_1} \cdot \left( 1 - \cos \left( 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot \frac{1}{n} \cdot \frac{x_{\max}}{s} \cdot \frac{1}{2} \right) \right) = \frac{q}{4 \cdot n \cdot S_1} \cdot (1 - \cos \pi) = \frac{q}{2 \cdot n \cdot S_1}$$

Z této rovnice si vyjádříme průtok za periodu, kterou vynásobíme  $\frac{1}{2}$ , protože jen půl periody se podílí na výtlaku:

$$q = 2 \cdot n \cdot S_1 \cdot x_{\max} \cdot \frac{1}{2} = n \cdot S_1 \cdot x_{\max}$$

Pak průtok Q dosadíme do rovnice pro výkon:

$$\rho \cdot \int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot v_i \cdot dV \pm p_{S_1} \cdot \frac{q \cdot \pi}{2} \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot \sin \left( 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot t \right) - \int_{\Gamma_3} \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS + 2D = P_{\dot{e}}$$

### 5.1.3 Nestacionární člen

$$\int_V \frac{\partial v_i}{\partial t} \cdot v_i \cdot dV = \int_V \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\partial v_j}{\partial t} \cdot x_i \right) \cdot v_i \cdot dV = \int_S \dot{v}_i \cdot x_i \cdot n_j v_i \cdot dS$$

Důkaz:

$$\frac{\partial v_i}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot (\dot{v}_j \cdot x_i) = \frac{\partial \dot{v}_j}{\partial x_j} \cdot x_i + \dot{v}_j \cdot \frac{\partial x_j}{\partial x_i} = \dot{v}_j \cdot \delta_{ij} = \dot{v}_i$$

$$\frac{\partial v_j}{\partial x_j} = 0 \Rightarrow \text{z rovnice kontinuity}$$

Dosadíme do rovnice pro výkon:

$$\rho \cdot \int_S \dot{v}_i \cdot x_i \cdot n_j v_i \cdot dS \pm p_{S_1} \cdot \frac{q \cdot \pi}{2} \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot \sin \left( 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot t \right) - \int_{\Gamma_3} \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS + 2D = P_{\dot{c}}$$

$$\rho \cdot a \cdot x_i \cdot v_i \cdot S \pm p_{S_1} \cdot \frac{q \cdot \pi}{2} \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot \sin \left( 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot t \right) - \int_{\Gamma_3} \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS + 2D = P_{\dot{c}}$$

$$\rho \cdot a \cdot x_{\max} \cdot Q \pm p_{S_1} \cdot \frac{q \cdot \pi}{2} \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot \sin \left( 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot t \right) - \int_{\Gamma_3} \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS + 2D = P_{\dot{c}}$$

### 5.1.4 Disipační funkce

Vyjádření viskózních sil:

Viskózní síly působí jen na válcové ploše komory. Tyto ztráty jsou reprezentovány jako tření kapaliny v přímé trubce.

$$\int_{\Gamma_3} \Pi_{ji} \cdot v_j \cdot n_i \cdot dS = \rho \cdot \lambda \cdot \frac{x_{\max}}{d_1} \cdot \frac{v_i^2}{2} \cdot Q = \rho \cdot \lambda \cdot \frac{x_{\max}}{d_1} \cdot \frac{Q^3}{2 \cdot S_1^2}$$

Vyjádření disipační funkce:

$$D = \rho \cdot Q \cdot Y_z = \rho \cdot Q \cdot \xi \frac{v_i^2}{2} = \rho \cdot \xi \frac{Q^3}{2 \cdot S_1^2}$$

Součinitel místních ztrát na ventilech zjistíme v programu Fluent z výpočtu ventilu.

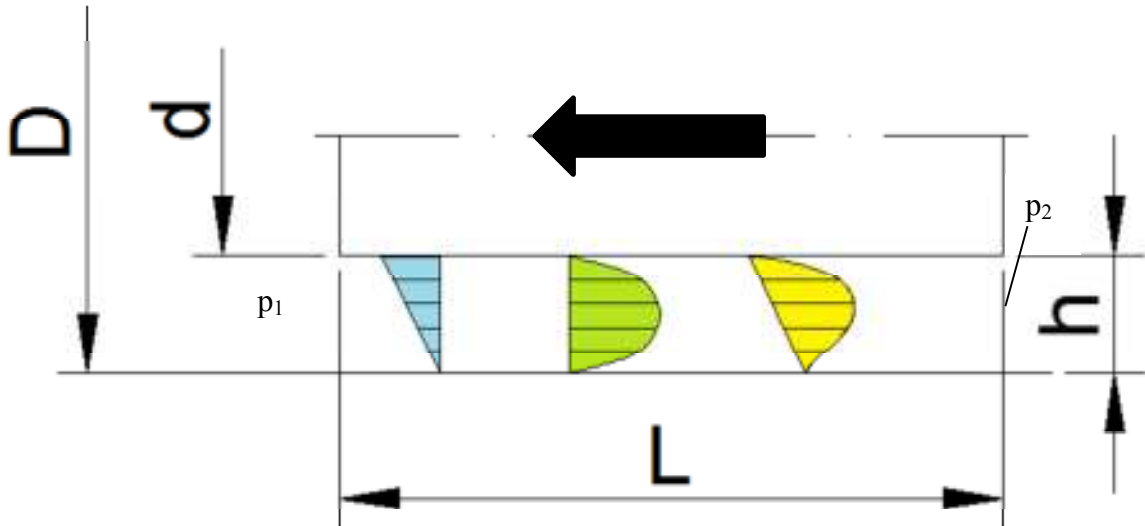
Oba předchozí členy dosadíme opět do rovnice výkonu čerpadla:

$$\rho \cdot a \cdot x_{\max} \cdot Q \pm p_{S_1} \cdot \frac{q \cdot \pi}{2} \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot \sin \left( 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot t \right) - \left( \rho \cdot \lambda \cdot \frac{x_{\max}}{d_1} + 2 \cdot 2 \cdot \rho \cdot \xi \right) \cdot \frac{Q^3}{2 \cdot S_1^2} = P_{\dot{c}}$$

Konstanty u místních ztrát značí: 1. Konstanta 2 je z důvodu dvojnásobku disipační energie a 2. Konstanta 2 značí, že čerpadlo má dva ventily.

### 5.1.5 Proudění ve válcové mezeře

Při pohybu pístu nastává v mezeře mezi pístem a komorou Couetovo proudění (modrý profil), které je způsobeno prouděním kapaliny a Poissellovo proudění (zelený profil) způsobené pohybem pístu. Na obrázku je ještě znázorněno celkové proudění (žlutý profil).



Obr.: 5.3 Proudění ve válcové mezeře

Couetovo proudění:

$$Q_1 = \frac{1}{2} \cdot v_i \cdot h \cdot \pi \cdot \frac{D+d}{2}$$

Poissellovo proudění:

$$Q_2 = \frac{h^3}{12 \cdot \eta \cdot L} \cdot \pi \cdot \frac{D+d}{2} \cdot (p_1 - p_2)$$

Celkové proudění:

$$Q_z = Q_1 + Q_2 = \pi \cdot \frac{D+d}{2} \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot v_i \cdot h - \frac{h^3}{12 \cdot \eta \cdot L} \cdot (p_1 - p_2) \right)$$

Ztrátový výkon proudění ve válcové mezeře:

$$P_z = \Delta p \cdot Q_z$$

Tento výkon dosadíme do rovnice pro celkový výkon:

$$\rho \cdot a \cdot x_{\max} \cdot Q \pm p_{S1} \cdot \frac{q \cdot \pi}{2} \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot \sin \left( 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot t \right) - \left( \rho \cdot \lambda \cdot \frac{x_{\max}}{d_1} - 2 \cdot 2 \cdot \rho \cdot \xi \right) \cdot \frac{Q^3}{2 \cdot S_1^2} + \Delta p \cdot Q_z = P_{\text{č}}$$

### 5.1.6 Axiální síla

Axiální síla, kterou čerpadlo přenáší, určíme z tlaku, který působí na píst podle vztahu:

$$p = \frac{F}{S} \Rightarrow F = p \cdot S$$

Tlak dosadíme do rovnice pro výkon:

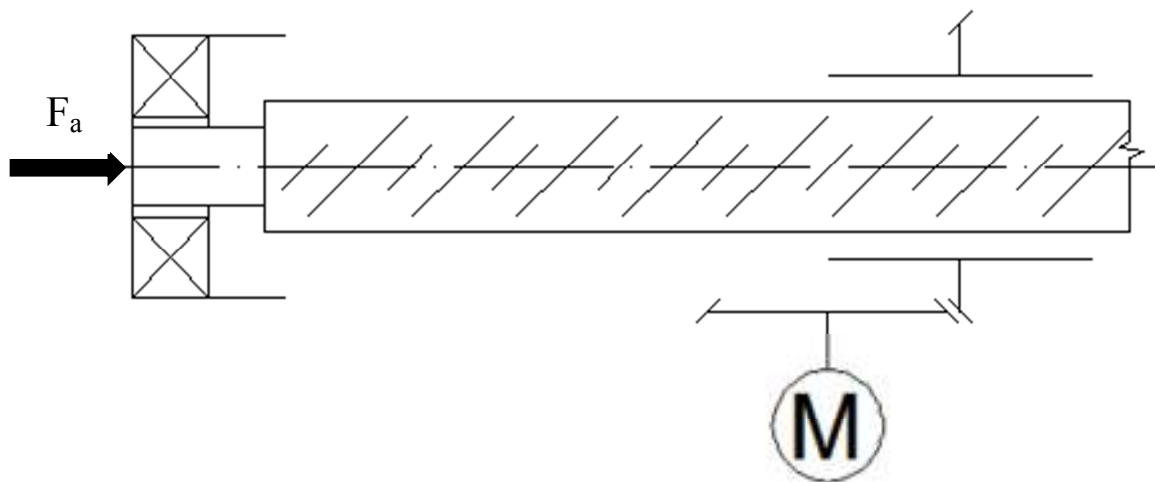
$$\pm \frac{F_a}{S_1} \cdot Q = P_{\dot{c}}$$

$$\pm F_a = \frac{P_{\dot{c}}}{Q} \cdot S_1$$

## 5.2 Kuličkový šroub

### 5.2.1 Návrh motoru

*Zpracováno podle [11]*



Obr.: 5.1 Schéma kuličkového šroubu

Na schématu vidíme spojení pístu a kuličkového šroubu, které je realizováno přes ložisko. Matice je upevněna v kuželočelní převodovce s dutou hřídelí a převodovka je napojena na motor. V tomto zapojení můžeme použít oba typy kuličkových šroubů, klasický i inverzní. Jen s rozdílem, že u klasického kuličkového šroubu musíme použít servomotor a to z důvodu neustálého měnění smyslu otáčení kuličkového šroubu.

Potřebný moment motoru:

$$M_m = \frac{F_a \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_p \cdot \eta_L^j} + M_{zsrhm}$$

$s$  – stoupání kuličkového šroubu

$j$  – počet ložisek

$\eta_L^j$  – účinnost valivých ložisek

$\eta_p$  – účinnost převodovky

$M_{zsrhm}$  – statický moment zátěže redukováný na hřídel motoru

$$M_{zsrhm} = M_{GT} + M_G + M_L + M_{KSM} + M_F$$

Moment od tíhové složky:

$$M_{GT} = \frac{m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_c} = 0$$

- Vedení není skloněno  $\alpha=0$

Moment zátěže od třecích sil přesouvajících hmot:

$$M_G = \frac{m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_s \cdot \eta_L^j \cdot \eta_P} = 0$$

- na kuličkový šroub nepůsobí žádná gravitace od přesouvajících hmot

Moment zátěže od třecích sil v ložisku:

$$M_L = \frac{0,5 \cdot (F_a + m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_1) \cdot d_L \cdot f_3}{i \cdot \eta_P} = \frac{0,5 \cdot F_a \cdot d_L \cdot f_3}{i \cdot \eta_P}$$

- na kuličkový šroub nepůsobí žádná hmotnost  $m=0$

$d_L$  – průměr hřídele pod ložiskem

$f_3$  – ekvivalentní součinitel tření redukováný na poloměr čepu  $f_3=0,003$

Moment zátěže od třecích sil od předepnutí kuličkového šroubu:

$$M_{KSM} = \frac{F_p \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_L^j \cdot \eta_P} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0,5 \cdot F_a \cdot d_s \cdot f_2}{i \cdot \eta_L^j \cdot \eta_P}$$

$d_s$  – střední průměr kuličkového šroubu

$f_2$  – ekvivalentní součinitel tření v kuličkovém šroubu redukováný na poloměr šroubu  $f_2=0,003$

$\eta_s$  – účinnost kuličkového šroubu

Moment zátěže od vyosení axiální síly:

Podmínka pro vznik:

$$m \cdot g \leq \frac{6 \cdot F_a \cdot a}{L}$$

- na kuličkový šroub nepůsobí žádná hmotnost  $m=0$
- axiální síla není vyosena  $a=0$

$$0 \leq 0 \Rightarrow M_F = 0$$

Celkový statický moment zátěže redukováný na hřídel motoru:

$$M_{zsrhm} = M_L + M_{KSM}$$

Potřebný moment motoru:

$$M_m = \frac{F_a \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_p \cdot \eta_L^j} + M_L + M_{KSM}$$

Rozběhový moment:

Ten se projeví pouze při použití klasického kuličkového šroubu z důvodu neustálého měnění směru otáčení kuličkového šroubu.

Maximální úhlové zrychlení kuličkového šroubu:

$$\varepsilon_s = \frac{a \cdot 2 \cdot \pi}{x_{max}}$$

a – zrychlení kuličkového šroubu

Maximální úhlové zrychlení motoru:

$$\varepsilon_m = \varepsilon_s \cdot i$$

Moment od setrvačných sil:

$$M_{mc} = M_m + J_c \cdot \varepsilon_m$$

Celkový moment setrvačnosti:

$$J_c = J_m + J_{br} + J_p + \frac{J_s}{i^2}$$

$J_m$  – moment setrvačnosti motoru

$J_{br}$  – moment setrvačnosti brzdy

$J_p$  – moment setrvačnosti převodovky

Moment setrvačnosti kuličkového šroubu:

$$J_s = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot \rho \cdot L \cdot \left( \frac{d^4}{2} \right)$$

$\rho$  – hustota materiálu kuličkového šroubu

$L$  – délka kuličkového šroubu

$d$  – průměr kuličkového šroubu

Výkon motoru:

$$P = M_m \cdot \omega = M_m \cdot 2 \cdot \pi \cdot n$$



Účinnost kuličkového šroubu:

$$\eta_s = \frac{F_a \cdot s}{F_a \cdot s + (G \cdot f_1 + F_T) \cdot s + (G \cdot f_1 + F_T + F_a) \cdot \pi \cdot d_s \cdot f_2 + (G \cdot f_1 + F_T + F_a) \cdot \pi \cdot d_L \cdot f_3}$$

G – Gravitační síla od přesouvajících hmot. Žádné přesouvající hmoty => G=0

F<sub>T</sub> – Třecí síla vzniklá vyosením axiální síly. Žádné vyosení => F<sub>T</sub>=0

$$\eta_s = \frac{F_a \cdot s}{F_a \cdot s + F_a \cdot \pi \cdot d_s \cdot f_2 + F_a \cdot \pi \cdot d_L \cdot f_3}$$

### 5.2.2 Kontrolní výpočet kuličkového šroubu

*Zpracováno podle [5]*

Kritické otáčky:

$$n_k = k_d \cdot \frac{d_s}{L^2} \cdot 10^8$$

k<sub>d</sub> – koeficient uložení k<sub>d</sub>=1,22

Maximální otáčky:

$$n_{max} = 0,8 \cdot n_k$$

Výpočet maximální provozní rychlost kuličkové matice:

$$v_{max} = \frac{n_{max} \cdot s}{60000}$$

Kontrola vzpěrné tuhosti:

$$F_{max} = 0,5 \cdot F_a$$

$$F_a = k_k \cdot \frac{d_s^4}{L^2} \cdot 10^5$$

k<sub>k</sub> – koeficient závislosti na uložení k<sub>k</sub>=1,03

Kontrola otáčkového faktoru:

$$D_n = d_s \cdot n_{max} < D_{nDOV}$$

Kontrola životnosti v hodinách:

$$L_h = \left( \frac{C_{dyn}}{F_a} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60}$$

C<sub>dyn</sub> – dynamická únosnost kuličkového šroubu

### 5.2.3 Pevnostní výpočet kuličkového šroubu

*Zpracováno podle [5]*

Kuličkový šroub je namáhán na tlak. Takže kuličkový šroub počítáme na únavu tlakem.

Mez únavy v tlaku:

$$\sigma_C = 0,45 \cdot R_m$$

$R_m$  – mez pevnosti v tahu

Provozní tlakové napětí v kuličkovém šroubu:

$$\sigma_{nom} = \frac{F_a}{S}$$

U kuličkového šroubu máme dva nebezpečné průřezy. Jeden je na kuličkovém šroubu, kde je závit. Druhý je pod ložiskem.

Nebezpečný průřez pod závitem:

$$\sigma_{max1} = \beta \cdot \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_s^2}$$

$\beta$  – vrubový součinitel skutečného zhuštění napětí. Součinitel  $\beta$  určíme pro kruhovou drážku jako zjednodušení gotického profilu závitu.

Nebezpečný průřez pod ložiskem:

$$\sigma_{max2} = \beta \cdot \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_L^2}$$

Bezpečnost:

Bezpečnost určujeme pro napětí, které je větší u nebezpečných průřezů.

$$k = \frac{\sigma_C}{\sigma_{max}}$$

Bezpečnost musí být minimálně větší než jedna.

## 5.3 Kontrola ložisek

### 5.3.1 Kuličková ložiska

Základní trvanlivost ložisek v hodinách. Je počítána pro axiální kuličkové ložisko, protože radiální síla je nulová.

$$L_h = \frac{16667}{n} \cdot \left( \frac{C_{dyn}}{F_a} \right)^3$$

### 5.3.2 Kluzná ložiska

*Zpracováno podle [12]*

Další možností uložení kuličkového šroubu v pístu je použití kluzných ložisek. Oproti kuličkovým ložiskům mají mnoho výhod, jako je například cena, množství použitých dílů a možnost pracovat v přímém styku s kapalinou, protože suchá kluzná ložiska nemusíme mazat a použijeme nesmáčivý materiál.

Měrné zatížení:

$$p = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} \leq p_{max}$$

D – Vnější průměr ložiska [mm]

d – Vnitřní průměr ložiska [mm]

Kluzná rychlost:

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{6 \cdot 10^4}$$

Součinitel p·v:

$$p \cdot v \leq p \cdot v_{max}$$

## 6 Praktická výpočetní část

V této části se věnuji praktickému výpočtu pro zvolené rozměry čerpadla, za účelem znázornění jakých hodnot lze dosáhnout. Dalším důvodem je zjištění hodnot pro tvorbu 3D modelu v programu Inventor.

### 6.1 Zvolené hodnoty

Průměr pístu	d	0,04	m
Zdvih	$x_{\max}$	0,1	m
Otáčky	n	10	$s^{-1}$
Stoupání	s	0,01	m
Požadovaný tlak	p	1000000	Pa

### 6.2 Výpočet pohybu pístu

Jako první si spočítáme hodnotu periody, tedy času kdy píst dosáhne maximálního zdvihu a vrátí se zpět do původní polohy.

$$T = \frac{1}{n} \cdot \frac{x_{\max}}{s} = \frac{1}{10} \cdot \frac{0,1}{0,01} = 1s$$

Podle vzorců pro polohu, rychlost a zrychlení si v Excelu vykreslíme grafy pro jednu periodu. Krok výpočtu volíme 0,01s.-

Vzorec pro polohu:

$$x = \frac{q}{4 \cdot n \cdot S_1} \cdot \left( 1 - \cos \left( 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot t \right) \right)$$

pro rychlost:

$$v = \frac{q \cdot \pi}{2 \cdot S_1} \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot \sin \left( 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot t \right)$$

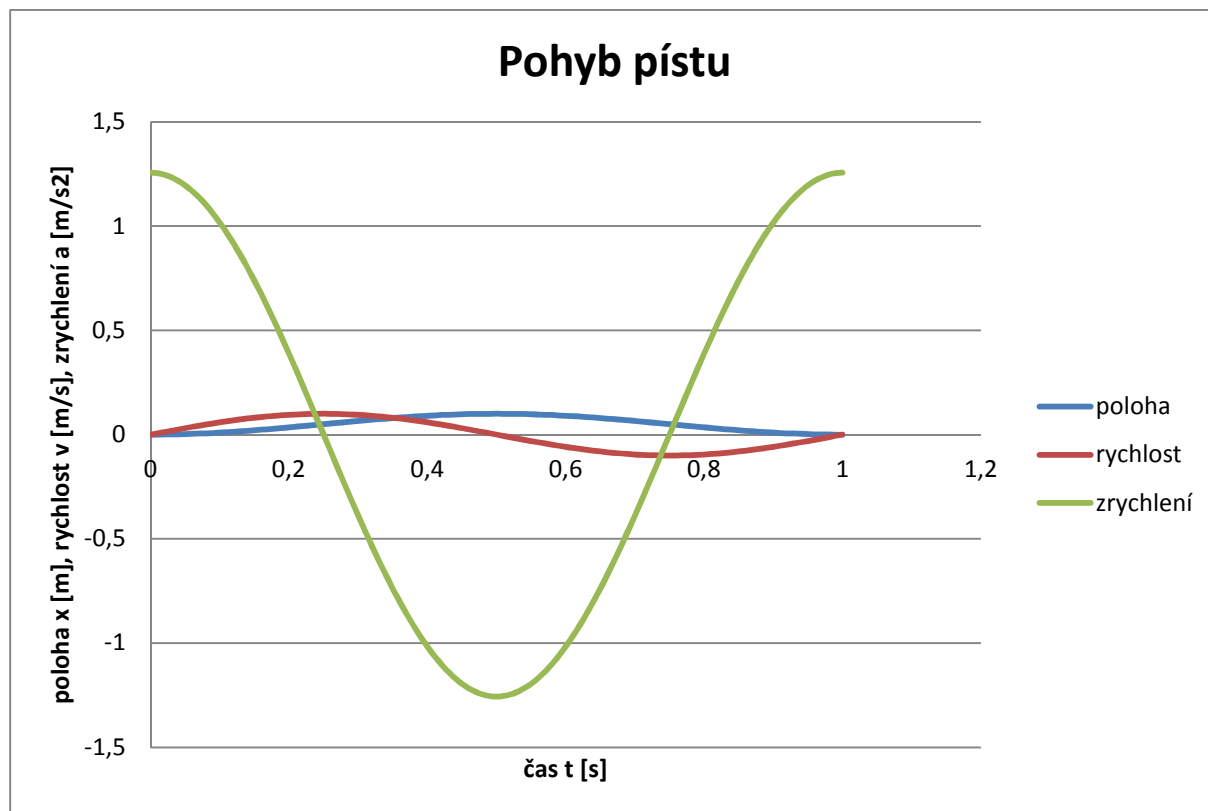
a pro zrychlení:

$$a = \frac{q \cdot s^2 \cdot n \cdot \pi^2}{x_{\max}^2 \cdot S_1} \cdot \cos \left( 2 \cdot \pi \cdot n \cdot \frac{s}{x_{\max}} \cdot t \right)$$

Hodnotu průtoku q si vyčíslíme ze vzorce:

$$q = n \cdot S_1 \cdot x_{\max} = 10 \cdot 1,257 \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 = 0,001257 \frac{m^3}{s}$$

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,04^2}{4} = 1,257 \cdot 10^{-3}$$



Graf 6.1 Pohyb pístu

Z grafu je vidět, že maximální poloha pístu odpovídá poloze zadané. Také v grafu můžeme vidět, že hodnota maximální rychlosti je  $v_{\max}=0,1\text{m/s}$ . Což si můžeme ověřit výpočtem rychlosti z otáček a stoupání kuličkového šroubu.

$$v=n \cdot s=10 \cdot 0,01=0,1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Maximální hodnota zrychlení je  $a_{\max}=1,257\text{m/s}^2$ .

### 6.3 Výpočet výkonu

Pro návrh čerpadla je nutno určit jeho výkon, ze kterého následně určíme hodnotu přenesené axiální síly. Tato axiální síla se následně přenáší na kuličkový. Z této axiální síly si následně můžeme určit krouticí moment a výkon potřebný pro motor podle kapitoly 5.2.1.

Výkon čerpadla:

$$P_{\text{č}}=\rho \cdot a \cdot x_{\max} \cdot Q \pm p_{s_1} \cdot Q - \left( \rho \cdot \lambda \cdot \frac{x_{\max}}{d_1} - 2 \cdot 2 \cdot \rho \cdot \xi \right) \cdot \frac{Q^3}{2 \cdot S_1^2} + \Delta p \cdot Q_z$$

### 6.3.1 Průtok

Jako průtok  $Q$  použijeme je průtok za jedno otočení kuličkového šroubu, protože při každém otočení čerpadlo dává určitý průtok a právě tento průtok určuje výkon a ne průtok celkový za periodu.

$$Q = n \cdot s \cdot S_1 = 10 \cdot 0,01 \cdot 1,257 \cdot 10^{-3} = 0,0001257 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

### 6.3.2 Ztráty

Ztráty třením v komoře:

Pro ztráty třením v komoře si musíme určit, jaký typ proudění nastává v komoře, jestli laminární nebo turbulentní. To zjistíme podle hodnoty Reynoldsova kritického čísla, které je  $Re_{kr} = 2320$ .

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{0,1 \cdot 0,04}{10^{-6}} = 4000 > Re_{kr} = > \text{turbulentní proudění}$$

Podle kritérijního diagramu jsme si zjistili, že se jedná o první režim turbulentního proudění a proto budeme určovat koeficient tření dle Konakova:

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \cdot \log Re - 1,5)^2} = \frac{1}{(1,8 \cdot \log 4000 - 1,5)^2} = 0,04$$

Místní ztráty na ventilech:

Součinitel místních ztrát  $\xi$  zjistíme z Fluentu podle rozdílu tlaků před a za ventilem.

Ztráty prouděním v mezeře:

Pro ztráty ve válcové mezeře si spočítáme rozdíl tlaků na jednotlivých stranách mezery. Tlak  $p_1$  je tlak v komoře, který bereme jako požadovaný tlak kapaliny a jeho hodnota je 1 MPa. Tlak  $p_2$  si zvolí podle natlakování vzdušníku  $p_2 = 0,4 \text{ MPa}$ .

$$\Delta p = p_1 - p_2 = 1 - 0,4 = 0,6 \text{ MPa} = 600000 \text{ Pa}$$

Dále si zjistíme průtok válcovou mezerou. Rozměr válcové mezery zjistíme podle uložení píst a komory. Volíme uložení s vůlí H8/d10. Počítáme s maximální možnou vůlí. Maximální hodnota mezní úchytky u komory pro H8 je  $39 \cdot 10^{-6} \text{ m}$  a pro válec s tolerancí f8 je  $-64 \cdot 10^{-6} \text{ m}$ . Rozdílem zjistíme maximální mezeru mezi pístem a komorou.

$$h = (39 - (-64)) \cdot 10^{-6} = 103 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$

Následně si zjistíme průtok válcovou mezerou:

$$Q_z = \pi \cdot \frac{D+d}{2} \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot v_i \cdot h - \frac{h^3}{12 \cdot \eta \cdot L} \cdot (p_1 - p_2) \right) =$$

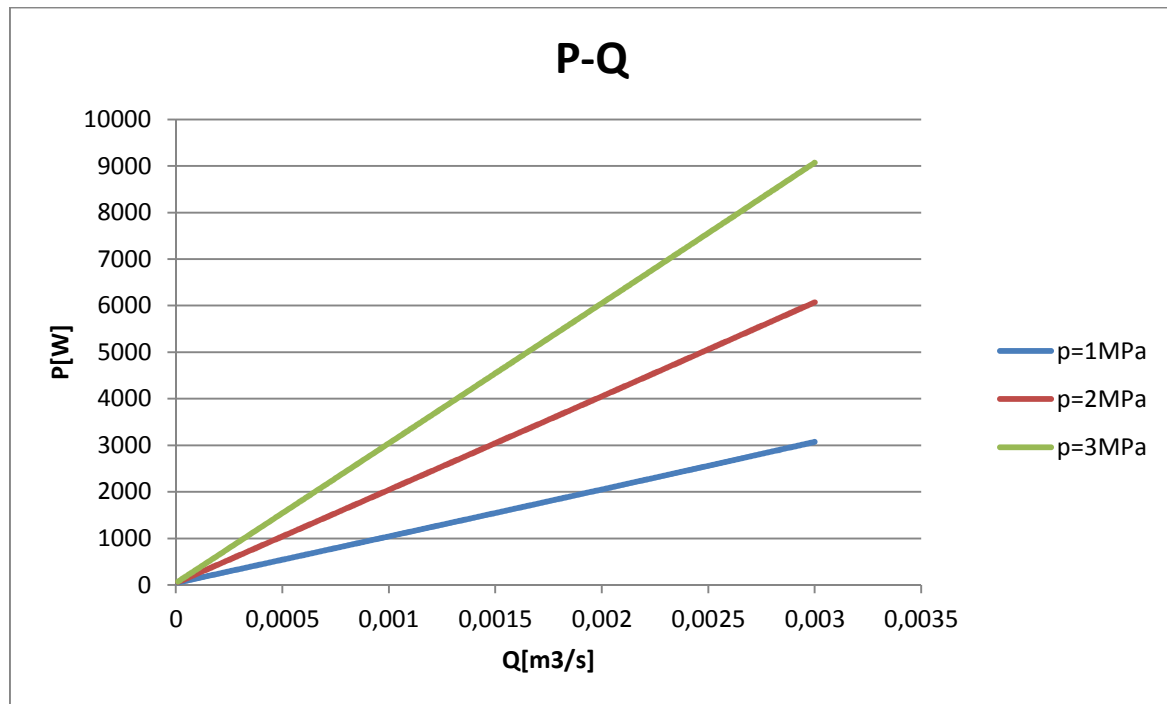
$$= \pi \cdot \frac{0,040039 + 0,039936}{2} \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot 0,1 \cdot 103 \cdot 10^{-6} - \frac{(103 \cdot 10^{-6})^3}{12 \cdot 0,000998 \cdot 0,05} \cdot (600000) \right) = 6,8 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Určení výkonu:

Všechny předchozí určené hodnoty dosadíme do rovnice pro výkon čerpadla:

$$\begin{aligned} P_{\text{č}} &= \rho \cdot a \cdot x_{\text{max}} \cdot Q + p_{S_1} \cdot Q - \left( \rho \cdot \lambda \cdot \frac{x_{\text{max}}}{d_1} - 2 \cdot 2 \cdot \rho \cdot \xi \right) \cdot \frac{Q^3}{2 \cdot S_1^2} + \Delta p \cdot Q_z = \\ &= 998 \cdot 1,257 \cdot 0,1 \cdot 1,257 \cdot 10^{-4} + 10^6 \cdot 1,257 \cdot 10^{-4} - \left( 998 \cdot 0,04 \cdot \frac{0,1}{0,04} - 4 \cdot 998 \cdot \xi \right) \cdot \frac{(1,257 \cdot 10^{-4})^3}{2 \cdot (1,257 \cdot 10^{-3})^2} + \\ &+ 600000 \cdot 6,8 \cdot 10^{-5} = 0,016 + 125,7 - 6,2 \cdot 10^{-5} + 0,004 + 41,08 = 167 \text{ W} \end{aligned}$$

Výkon čerpadla pro tyto parametry čerpadla vyšel 167W. Největší ztráty vznikají ve válcové mezeře čerpadla. Tyto ztráty můžeme velmi ovlivnit natlakováním vzdušníku nebo velikostí válcové mezery. Ostatní ztráty jsou vůči této ztrátě zanedbatelné.



Graf 6.2 Výkon čerpadla v závislosti na průtoku

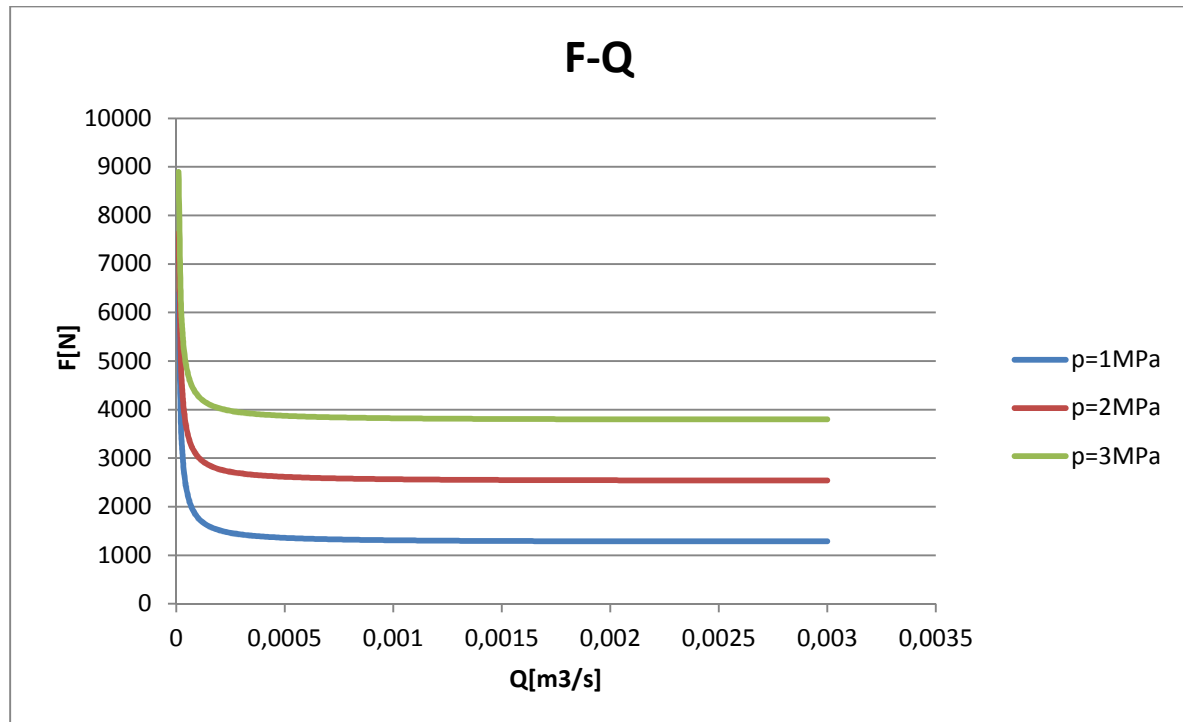
## 6.4 Axiální síla

Axiální sílu určíme z výkonu čerpadla.

Výkony od jednotlivých členů již máme spočítané, tak je dosadíme do rovnice a vyčíslíme si hodnotu síly:

$$F_a = \frac{P_{\text{č}}}{Q} \cdot S_1 = \frac{167}{1,257 \cdot 10^{-4}} \cdot 1,257 \cdot 10^{-3} = 1670 \text{ N}$$

Nyní jsme si vyjádřili sílu, která namáhá kuličkový šroub, a na tuto sílu budeme navrhovat motor.



Graf 6.3 Axiální síla v závislosti na průtoku

Z grafu 6.3 je patrné, že velikost axiální síly nezávisí na průtoku, ale mění se s požadovaným tlakem kapaliny. Vysoké síly při malých průtocích jsou způsobeny nevhodnými rozměry pístu a velikostí válcové mezery. Pro malé průtoky bychom museli použít menší rozměry pístu a tím by se zmenšila i válcová mezera a došlo k poklesu axiální síly.

## 6.5 Návrh motoru

Pro návrh motoru použijte vypočtenou axiální sílu, která působí na osu pístu. K návrhu motoru použijeme vztahy, které jsme si uvedli v kapitole 5.2.1.

$$\begin{aligned}
 M_m &= \frac{F_a \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_p \cdot \eta_L^j} + M_L + M_{KSM} = \frac{F_a \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_p \cdot \eta_L^j} + \frac{0.5 \cdot F_a \cdot d_L \cdot f_3}{i \cdot \eta_p} + \frac{0.5 \cdot F_a \cdot d_s \cdot f_2}{i \cdot \eta_L^j \cdot \eta_p} = \\
 &= \frac{1670 \cdot 0,01}{2 \cdot \pi \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,98^2} + \frac{0.5 \cdot 1670 \cdot 0,015 \cdot 0,003}{1 \cdot 1} + \frac{0.5 \cdot 1670 \cdot 0,025 \cdot 0,003}{1 \cdot 1 \cdot 0,98^2} = 2,87 \text{ N} \cdot \text{m}
 \end{aligned}$$

Motor jsme navrhli bez užití převodovky. Při použití převodovky výsledný moment (výkon) vydělíme účinností převodovky. Převodový poměr nemá na výsledek vliv, protože jsme používali otáčky kuličkového šroubu. Při užití převodového poměru, bychom museli pro výpočet použít otáčky motoru. Hodnota výsledků by byla stejná. Důkaz:

$$n_{\text{šroubu}} = i \cdot n_{\text{motoru}}$$

Potřebný výkon motoru:

$$P = M_m \cdot \omega = M_m \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{šroubu}} = 2,87 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 10 = 180,33 \text{ W}$$



Tento motor bychom použili pro pohon čerpadla při použití inverzního kuličkového šroubu. Při použití klasického kuličkového šroubu musíme do výkonu motoru započítat i setrvačné síly od jednotlivých částí, z důvodu neustálého brždění a rozbíhání motoru. Pro výpočet rozběhového momentu použijeme výpočet, který jsme si odvodili v kapitole 5.2.1.

Rozběhový moment:

Úhlové zrychlení kuličkového šroubu:

$$\varepsilon_s = \frac{a \cdot 2 \cdot \pi}{x_{max}} = \frac{1,257 \cdot 2 \cdot \pi}{0,1} = 78,98 \frac{rad}{s^2}$$

Úhlové zrychlení motoru:

To je bez převodovky stejné jako úhlové zrychlení kuličkového šroubu.

$$\varepsilon_m = \varepsilon_s \cdot i = 78,98 \cdot 1 = 78,98 \frac{rad}{s^2}$$

Moment setrvačnosti kuličkového šroubu:

$$J_s = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot \rho \cdot L \cdot \left(\frac{d^4}{2}\right) = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 7850 \cdot 0,4 \cdot \left(\frac{0,25^4}{2}\right) = 9,63 \cdot 10^{-4} kg \cdot m^2$$

Celkový moment setrvačnosti:

$$J_c = J_m + J_{br} + J_p + \frac{J_s}{i^2} = 5,98 \cdot 10^{-4} + 0 + \frac{9,63 \cdot 10^{-4}}{1^2} = 1,56 \cdot 10^{-3} kg \cdot m^2$$

Některý výrobce udává moment setrvačnosti i s momentem setrvačnosti brzdy. Převodovku jsme zde nezapočítávali, protože kuličkový šroub je napojen přímo na motor.

Rozběhový moment:

$$M_c = J_c \cdot \varepsilon_m$$

Dosadíme rozběhový moment do rovnice celkového momentu pro kuličkový šroub.

$$M_{mc} = M_m + J_c \cdot \varepsilon_m = 2,87 + 1,56 \cdot 10^{-3} \cdot 78,98 = 2,99 N \cdot m$$

Výkon motoru s použitím klasického kuličkového šroubu:

$$P = M_m \cdot \omega = M_m \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = 2,99 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 10 = 188,09 W$$

### 6.5.1 Porovnání inverzního a klasického kuličkového šroubu

Při porovnání potřebných výkonů elektromotorů při použití inverzního a klasického kuličkového šroubu při stejných parametrech čerpadla, tak u klasického kuličkového šroubu je výkon jen o 8W vyšší, což je zanedbatelné. Ale hlavní nevýhodou u klasického kuličkového šroubu je, že musíme použít servomotor, který je v porovnání s klasickým elektromotorem dražší.

### 6.5.2 Účinnost v závislosti na výkonu

Pro vyjádření účinnosti v závislosti na výkonu si nejdříve vyjádříme axiální sílu v závislosti na výkonu.

$$P = M_m \cdot \omega = M_m \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = \frac{F_a \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_P \cdot \eta_L^j} + \frac{0.5 \cdot F_a \cdot d_L \cdot f_3}{i \cdot \eta_P} + \frac{0.5 \cdot F_a \cdot d_s \cdot f_2}{i \cdot \eta_L^j \cdot \eta_P} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \Rightarrow F_a$$

$$F_a = \frac{P}{\left( \frac{s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_P \cdot \eta_L^j} + \frac{0.5 \cdot d_L \cdot f_3}{i \cdot \eta_P} + \frac{0.5 \cdot d_s \cdot f_2}{i \cdot \eta_L^j \cdot \eta_P} \right) \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}$$

Axiální sílu dosadíme do účinnosti kuličkového šroubu.

$$\eta_s = \frac{F_a \cdot s}{F_a \cdot s + F_a \cdot \pi \cdot d_s \cdot f_2 + F_a \cdot \pi \cdot d_L \cdot f_3} = \frac{s}{s + \pi \cdot d_s \cdot f_2 + \pi \cdot d_L \cdot f_3}$$

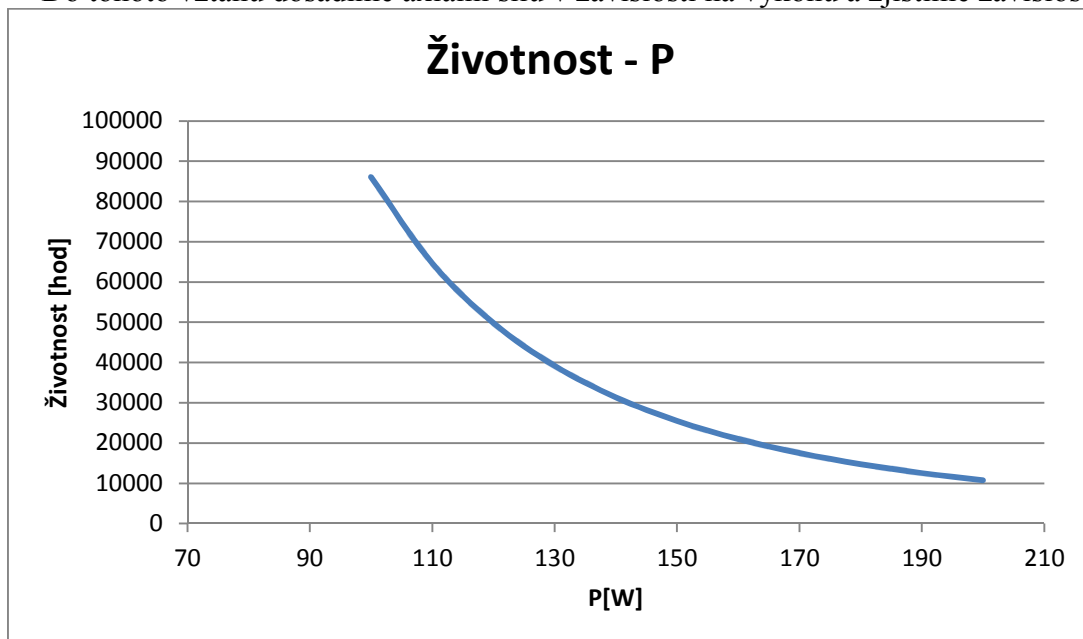
Ze vzorce pro určení účinnosti vyplývá, že účinnost kuličkového šroubu nezávisí na axiální síle, z toho plyne, že nezávisí ani na výkonu.

$$\eta_s = \frac{s}{s + \pi \cdot d_s \cdot f_2 + \pi \cdot d_L \cdot f_3} = \frac{0,01}{0,01 + \pi \cdot 0,025 \cdot 0,003 + \pi \cdot 0,015 \cdot 0,003} = 0,963 = 96,3\%$$

### 6.5.3 Životnost kuličkového šroubu v závislosti na výkonu

$$L_h = \left( \frac{C_{dyn}}{F_a} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60}$$

Do tohoto vztahu dosadíme axiální sílu v závislosti na výkonu a zjistíme závislost.



Graf 6.4 Závislost životnosti kuličkového šroubu na výkonu

Graf životnosti kuličkového šroubu na výkonu je vykreslen jen pro použitelnou oblast rozměru tohoto kuličkového šroubu. Jeho životnost při vysokých výkonech je velmi nízká. Proto pro oblasti vyšších výkonů musíme použít kuličkový šroub o větším průměru. Naopak při nižších výkonech musíme použít menší kuličkový šroub, protože životnost tohoto kuličkového šroubu při nízkých výkonech je v řádu miliard hodin.

Životnost kuličkového šroubu pro zvolené parametry čerpadla:

$$L_h = \left( \frac{C_{dyn}}{F_a} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} = \left( \frac{13500}{1670} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{600 \cdot 60} = 14674 \text{ hod}$$

Otáčky  $n$  dosazujeme v  $\text{min}^{-1}$

Dynamickou únosnost  $C_{dyn} = 13500\text{N}$  a udává jí výrobce.

Životnost kuličkového šroubu je dostačující, ložiska se počítají na 10000hod.

## 6.6 Pevnostní výpočet kuličkového šroubu

Kuličkový šroub je namáhán na tlak a na vzpěr.

Namáhání na tlak:

Nejdříve si určíme mez únavy. Tu si určíme z pevnosti materiálu kuličkového šroubu na tah.

$$\sigma_c = 0,45 \cdot R_m = 0,45 \cdot 650 = 292,5 \text{ MPa}$$

$R_m = 650 \text{ MPa}$  – udává výrobce

Dále si určíme maximální napětí v nebezpečných průřezech. Nebezpečné průřezy jsou dva. Jeden je pod závitem kuličkového šroubu (I) a druhý pod ložiskem (II).

Nebezpečný průřez I:

$$\sigma_{maxI} = \beta \cdot \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_s^2} = 1,5 \cdot \frac{4 \cdot 1670}{\pi \cdot 0,025^2} = 5,1 \text{ MPa}$$

$\beta$  – vrubový součinitel skutečného zhuštění napětí. Součinitel  $\beta$  určíme pro kruhovou drážku jako zjednodušení gotického profilu závitu. Zjistíme například ze strojnických tabulek.

Nebezpečný průřez II:

$$\sigma_{maxII} = \beta \cdot \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_s^2} = 2,1 \cdot \frac{4 \cdot 1670}{\pi \cdot 0,01^2} = 44,65 \text{ MPa}$$

Bezpečnost určíme pro větší napětí, v tomto případě  $\sigma_{maxII}$ .

$$k = \frac{\sigma_c}{\sigma_{maxII}} = \frac{292,5}{44,65} = 6,55$$

Bezpečnost je vyšší než jedna  $\Rightarrow$  kuličkový šroub vyhovuje.

Namáhání na vzpěr:

Kuličkový šroub se také kontroluje na vzpěr. Maximální délka šroubu je, když je píst maximálně vysunut z komory. Pro délku bereme jako maximální zdvih plus jeho poloviční hodnotu, protože mezi komorou a motorem (převodovkou), kde je umístěna matice je nějaký prostor. Proto  $L = 1,5 \cdot x_{\max}$ .

$$F = k_k \cdot \frac{d_s^4}{L^2} \cdot 10^5 = 1,03 \cdot \frac{25^4}{(1,5 \cdot 100)^2} \cdot 10^5 = 1,788 \cdot 10^6 N$$

Hodnoty průměru a délky kuličkového šroubu se dosazují v mm.

Maximální přípustná axiální síla:

$$F_{\max} = 0,5 \cdot F = 0,5 \cdot 1,788 \cdot 10^6 = 8,9 \cdot 10^5 N$$

Maximální přípustná axiální síla je větší než axiální zatížení  $\Rightarrow$  ke vzpěru nedochází.

## 6.7 Kontrola ložisek

### 6.7.1 Kuličková ložiska

Z důvodu namáhání pouze axiálně jsem pro uložení kuličkového šroubu v pístu zvolil obousměrná axiální kuličková ložiska. Ložiska kontrolujeme na životnost v hodinách, stejně jako kuličkový šroub. Požadovaná životnost je 10000hod.

$$L_h = \frac{16667}{n} \cdot \left( \frac{C_{dyn}}{F_a} \right)^3 = \frac{16667}{600} \cdot \left( \frac{12000}{1670} \right)^3 = 10306 \text{ hod}$$

Otáčky  $n$  dosazujeme v  $\text{min}^{-1}$

Dynamickou únosnost  $C_{dyn}$  udává výrobce.

### 6.7.2 Kluzná ložiska

Další možností uložení kuličkového šroubu v pístu je použití kluzných ložisek. Oproti kuličkovým ložiskům mají mnoho výhod, jako je například cena, množství použitých dílů a možnost pracovat v přímém styku s kapalinou, protože suchá kluzná ložiska nemusíme mazat a použijeme nesmáčivý materiál. Kluzná ložiska kontrolujeme na měrné zatížení a součinitel  $p \cdot v$ , který udává součin měrného zatížení a kluzné rychlosti.

Měrné zatížení:

$$p = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 1670}{\pi \cdot (24^2 - 16^2)} = 6,64 \text{ MPa}$$

$D$  – Vnější průměr ložiska [mm]

$d$  – Vnitřní průměr ložiska [mm]

Kluzná rychlost:

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{6 \cdot 10^4} = \frac{\pi \cdot 16 \cdot 600}{6 \cdot 10^4} = 0,5 \text{ m/s}$$

Součinitel  $p \cdot v$ :

$$p \cdot v = 6,64 \cdot 0,5 = 3,34 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$$

Z údajů o materiálu ložiska zjistíme, jestli ložisko vyhovuje. Ložiska jsem volil od firmy Dimenstor, kde jsem si v jejich katalogu [12] zjistil hodnoty požadovaného materiálu. Zvolil jsem materiál s označením IB11.

$$p \cdot v_{\max} = 3,6 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$$

$$p_{\max} = 140 \text{ MPa}$$

Vypočtené hodnoty jsou v obou případech nižší než přípustné, takže ložisko vyhovuje.

## 7 Konstrukční řešení

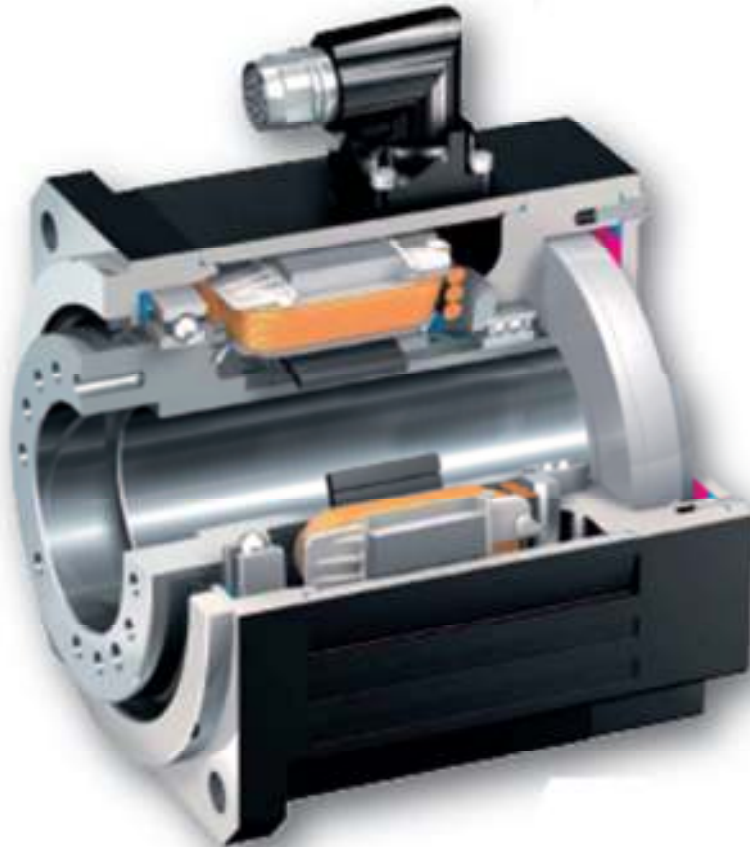
Pro konstrukci čerpadla jsem využil výše vypočítaných rozměrů. 3D modely jsem vytvořil v programu Inventor. Největší problém konstrukce je zajištění, aby píst nerotoval a utěsnění komor. Konstrukce je pojata tak, že je vždy poháněna kuličková matice a kuličkový šroub vykonává lineární pohyb. Toto řešení má oproti poháněnému kuličkovému šroubu výhodu, že máme dva písty a tím pohánět dvě komory, při použití jen jednoho kuličkového šroubu. Nevýhoda je, že musíme použít motor nebo převodovku s dutou hřídelí.

### 7.1 Použité komponenty

Zde jsou uvedeny typy hlavních použitých komponentů použitých pro obě konstrukce čerpadla.

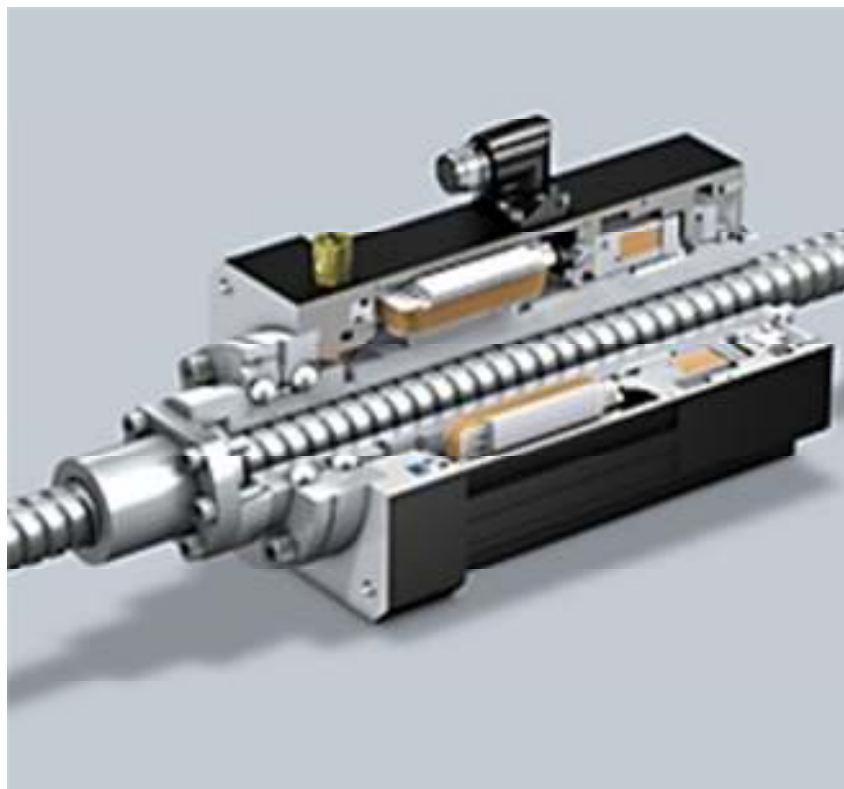
#### 7.1.1 Motor

Jak už je uvedeno výše musíme použít motor s dutou hřídelí, abychom mohli zabudovat kuličkovou matici. Tyto motory vyrábí například firma Stöber, který zvolíme podle požadovaného výkonu a krouticího momentu z katalogu, který najdeme na [13].



*Obr.: 7.1 Motor s dutou hřídelí [13]*

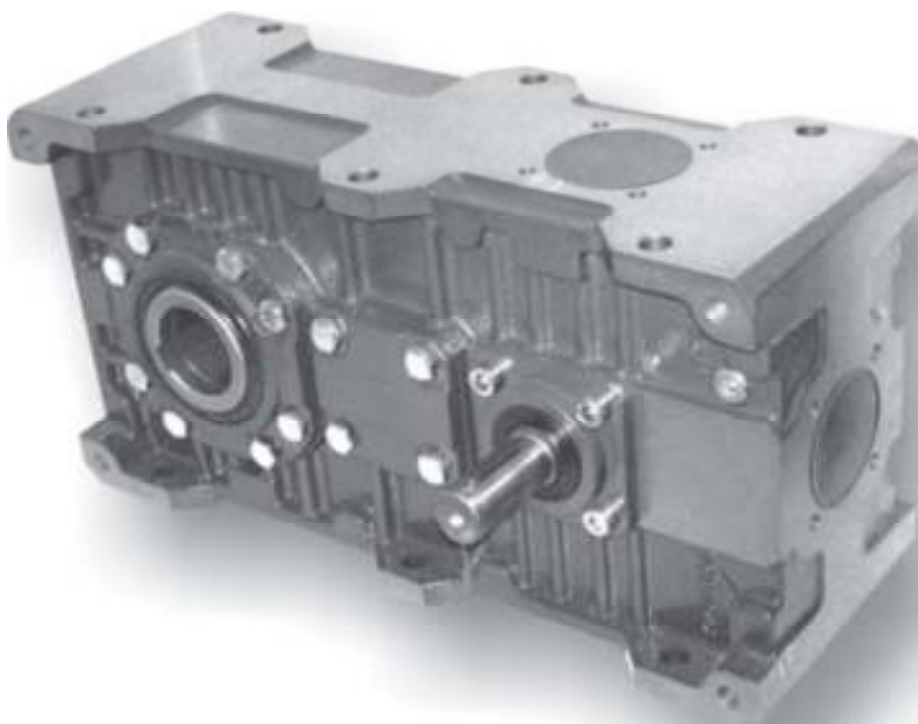
Firma Stöber vyrábí i motory se zabudovaným kuličkovým šroubem. Tyto motory jsou, ale jen v omezeném rozsahu použitých rychlostí posuvu kuličkového šroubu a malém rozsahu přenesených sil, takže se hodí jen pro malé množství čerpadel.



*Obr.: 7.2 Motor se zabudovaným kuličkovým šroubem [14]*

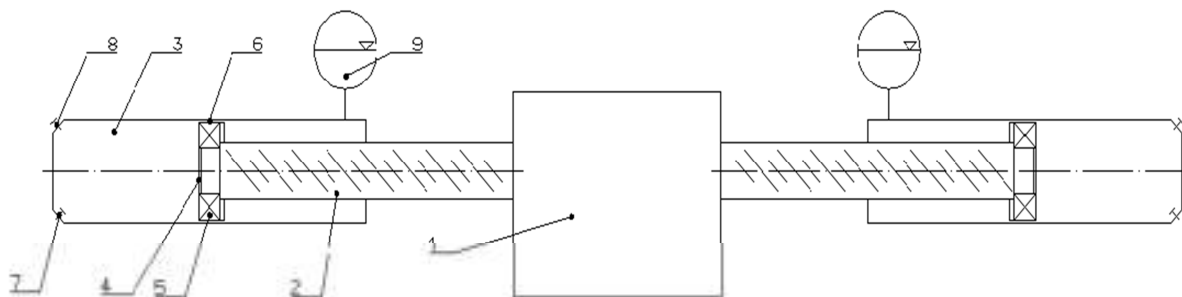
### **7.1.2 Převodovka**

Další možností je, místo motoru s dutou hřídelí, použití převodovky s dutou hřídelí a jako pohon klasický elektromotor. Převodovku použijeme z důvodu snížení otáček. Převodovku můžeme vybrat například z katalogu [1]. Nevýhodou tohoto řešení je, že musíme použít místo jednoho zařízení dvě.



*Obr.: 7.3 Převodovka s dutou hřídelí [15]*

## 7.2 Konstrukce 1



Obr.: 7.4 Schéma čerpadla s nezatopeným motorem

Na Obr.: 7.4 vidíme schéma čerpadla s nezatopeným motorem. Princip čerpadla je takový, že motor 1 roztáčí kuličkovou matici, a ta točí kuličkovým šroubem 2. Ložisko 5 je přiděleno z jedné strany ke kuličkovému šroubu a z druhé k pístu 4. Píst je uložen ve vedení 6, které zabraňuje rotaci pístu. Tato část také slouží jako těsnící spára. Píst se dále pohybuje v komoře 3. Při pohybu doprava je kapalina v levé komoře nasávána přes sací ventil 7 a v pravé komoře vytlačována. Při pohybu pístu doleva je proces obrácen a kapalina je v levé komoře vytlačována výtlačným ventilem 8. Vzdušník 9 pokrývá výkyvy objemu čerpané kapaliny.



Obr.: 7.5 Celkový pohled na čerpadlo

Komora čerpadla je konstruována se dvěma otvory na konci. Otvory jsou opatřeny vnitřními závity pro montáž zpětných ventilů. Dále je komora opatřena dalším otvorem s vnitřním závitem, která je určena pro montáž vzdušníku.



Obr.: 7.6 Komora čerpadla

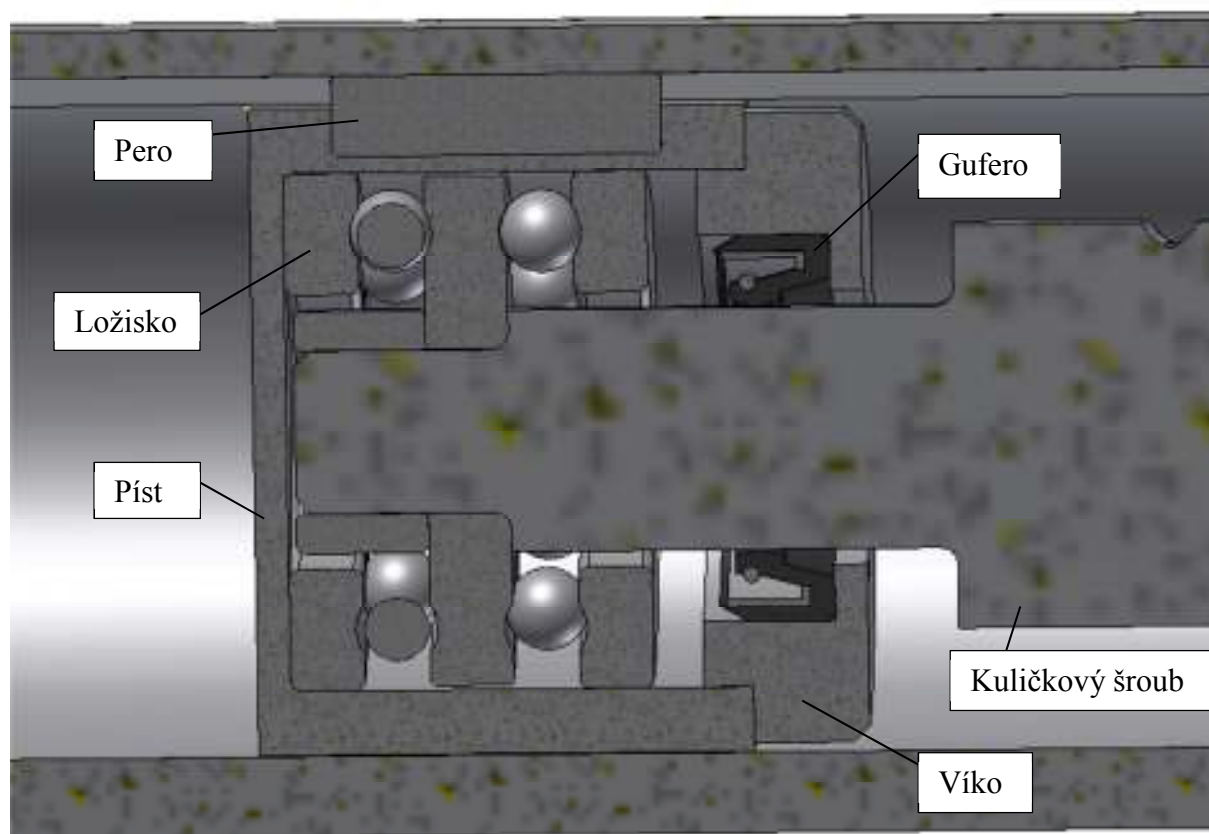


Dále je v komoře drážka, která umožňuje vedení pístu v komoře a zajišťuje píst proti rotaci a vymezuje maximální úvrat' pístu.



*Obr.: 7.7 Řez komorou čerpadla*

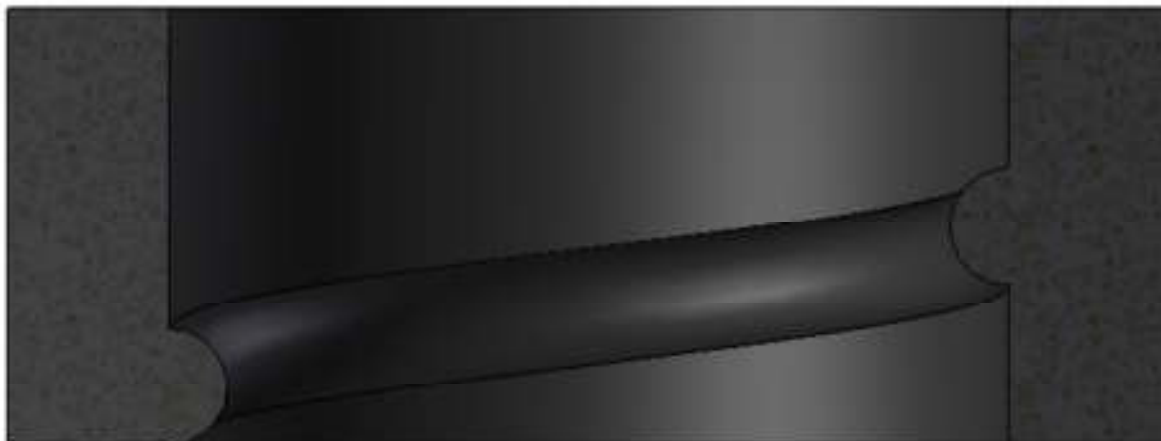
Uložení pístu je v tomto případě provedeno pomocí axiálního kuličkového ložiska, které je uloženo na konci kuličkového šroubu. Potřebný konec kuličkového šroubu dodá výrobce po přiložení výkresu.



*Obr.: 7.8 Uložení pístu*

Aby se do pístu nedostávala kapalina, je píst uzavřen víkem, které je v pístu nalisováno a utěsněno guferem. V pístu je dále uloženo pero, které je vedeno v drážce komory a zajišťuje neprotáčení pístu. Pero je dobré opatřit na bocích a vrchní části nesmáčivým materiálem, aby se zmenšilo tření a prodloužila životnost.

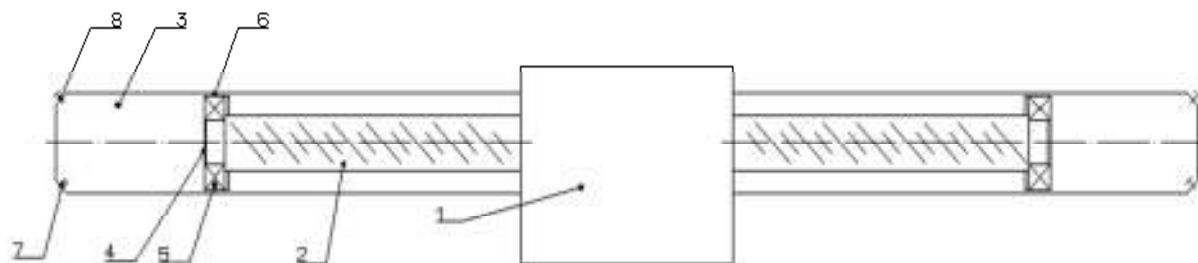
Další důležitou částí této verze konstrukce je těsnění. Tato část je velmi problematická, protože musí těsnit velké tlaky v rotujících závitech kuličkového šroubu. Těsnění proto musí být vyrobeno z odolných materiálů a s vysokou přesností, aby plnilo svou funkci při dobré životnosti. Proto tato část velmi prodražuje tuto konstrukci. Na Obr.: 7.9 je vidět řez těsněním, kde je vyobrazeno těsnění závitu, které odpovídá jednomu stoupání kuličkového šroubu.



*Obr.: 7.9 Řez těsněním*

Toto těsnění je umístěno ve víku, které je přišroubováno ke komoře čerpadla, čímž je komora uzavřena.

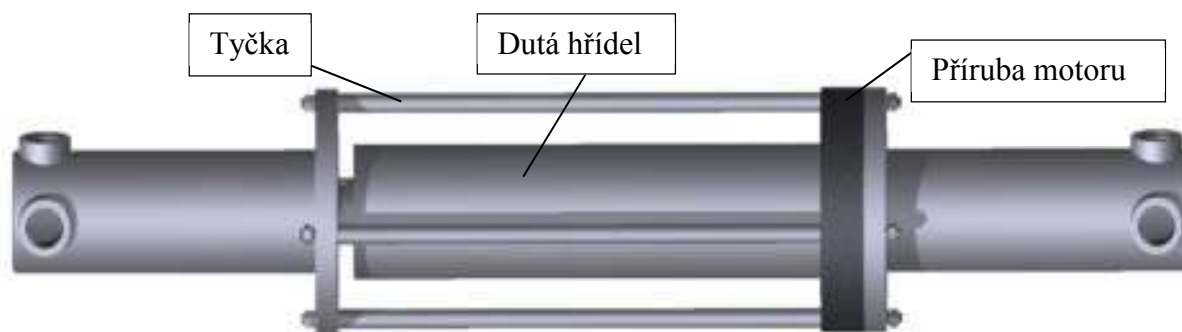
### 7.3 Konstrukce 2



*Obr.: 7.10 Schéma čerpadla se zatopeným motorem*

Tato konstrukce odstraňuje některé nevýhody konstrukce se nezatopeným motorem. První výhodou je, že zde nemusíme využívat vzdušník, protože obě komory čerpadla jsou vzájemně propojeny a to pomocí vyfrézovaných drážek na obvodu kuličkové matice, která je upevněna v duté hřídeli motoru případně převodovky. Tímto řešením odpadá nutno použití další nákladné komponenty a to těsnění závitů kuličkového šroubu. Nevýhodou této konstrukce je nutnost připevnění komor čerpadla k motoru nebo převodovce.

Připevnění komor čerpadla k motoru je realizováno pomocí čtyř tyček, kde jsou na koncích vyrobeny závity. Tyto tyčky jsou nasunuty do příruby, kterou musí na jedné straně být motor opatřen. Dále na této tyčce jsou navlečeny komory čerpadla a staženy na každé straně maticemi. Toto přidělení je schematicky zobrazeno na Obr.: 7.11. Dále si můžeme příruby motoru všimnout na Obr.: 7.1.



*Obr.: 7.11 Celkový pohled na čerpadlo*

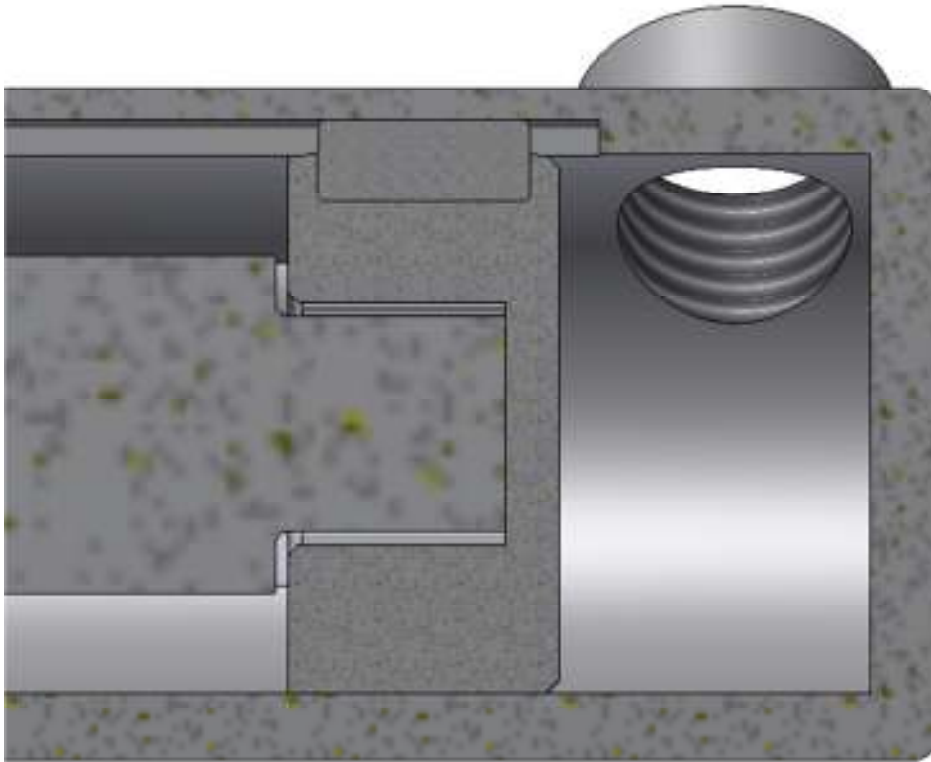
Komora čerpadla je řešena podobně jako u předchozí konstrukce, jen velikost příruby a roztečné kružnice jsou přizpůsobeny potřebám příruby motoru. Dále odpadá otvor pro vzdušník a tím se i zmenší délka celé komory. Vedení pístu v komoře je realizováno stejně jako v předešlé konstrukci.

Na Obr.: 7.12 je vidět kuličková matice s vyfrézovanou drážkou pro spojení komor čerpadla. Na obrázku je vidět jen jedna drážka, ale podle potřeby se může vyrobit drážek více s požadovanými rozměry.



*Obr.: 7.12 Kuličková matice*

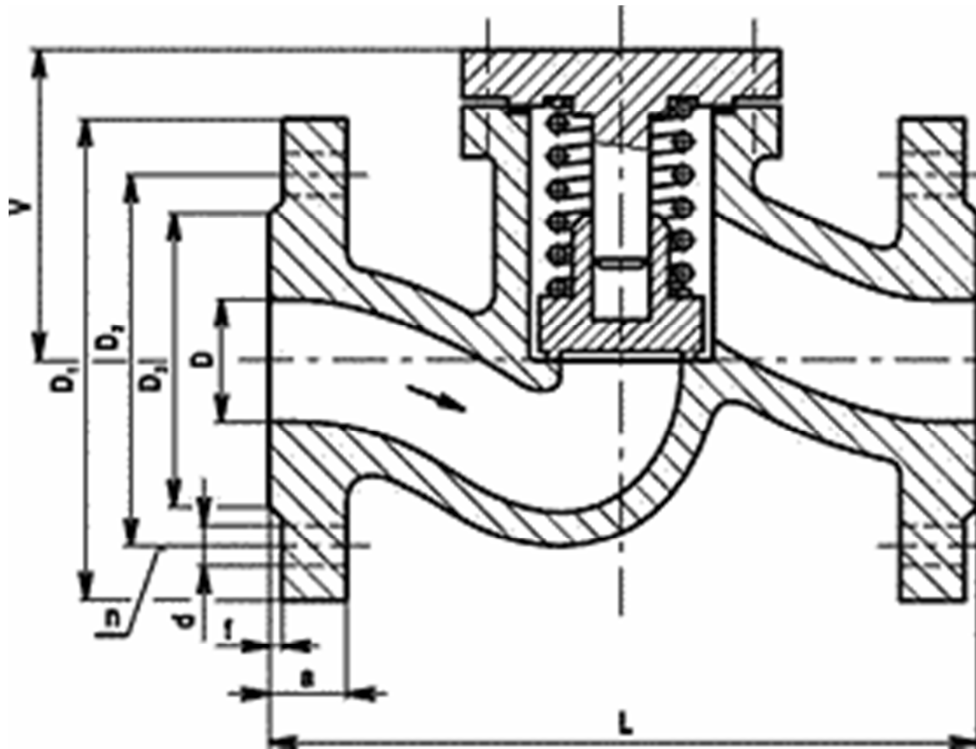
Píst u této konstrukce není uložen na axiálním kuličkovém ložisku, ale je uložen na ložisku klzném s přírubou, která zachycuje axiální sílu. Pro velké axiální zatížení je nutno použít axiální podložku. Toto řešení uložení pístu je možno realizovat u obou typu konstrukce nebo naopak, i zde může být použito axiální kuličkové ložisko.



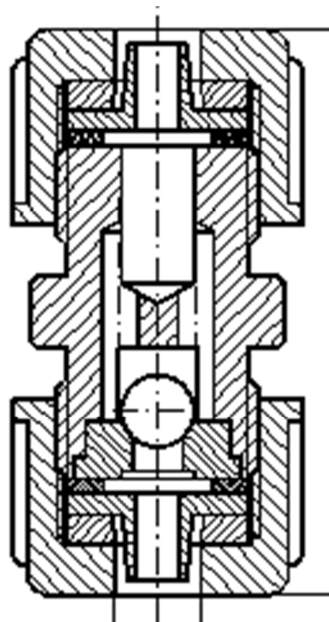
*Obr.: 7.13 Uložení pístu na kluzném ložisku*

## 7.4 Zpětné ventily

Ventily se u axiálních pístových čerpadel používají k oddělení sací a výtlačné fáze. Při nasávání kapaliny je tlakem otevřen sací ventil a výtlačný je uzavřen. Když se sání dokončí, tak se sací ventil uzavře. Ventil se nejčastěji uzavře tak, že pružina dotlačí nejčastěji kuželku nebo kuličku do těsnícího hrdla. Kulička může být ve ventilu nahrazena jiným tvarem, kolem kterého proudí kapalina s menší ztrátou. Tělísko nemusí do sacího hrdla být dotlačováno pružinou, ale ventil se může uzavřít vlastní vahou tělíska, tedy gravitačně. Výtlačný ventil funguje obdobně, ale při výtlačné fázi. Zpětné ventily jsou průtočné pouze jedním směrem, a proto musí být namontovány ve směru proudu kapaliny.



Obr.: 7.14 Zpětný ventil s kuželkou [16]



Obr.: 7.15 Zpětný ventil s kuličkou [17]

Jedním z důležitých parametrů zpětného ventilu je jaký má součinitel místních ztrát. Tento součinitel zjistíme z tlakové difference na vstupu a výstupu z ventilu a velikostí průtoku kapaliny ventilem. Tento součinitel udává výrobce, nebo výrobce udává graf, kde ze známého průtoku lze odečíst tlakovou diferencí a následně si součinitel místních ztrát vypočítat podle vzorce:

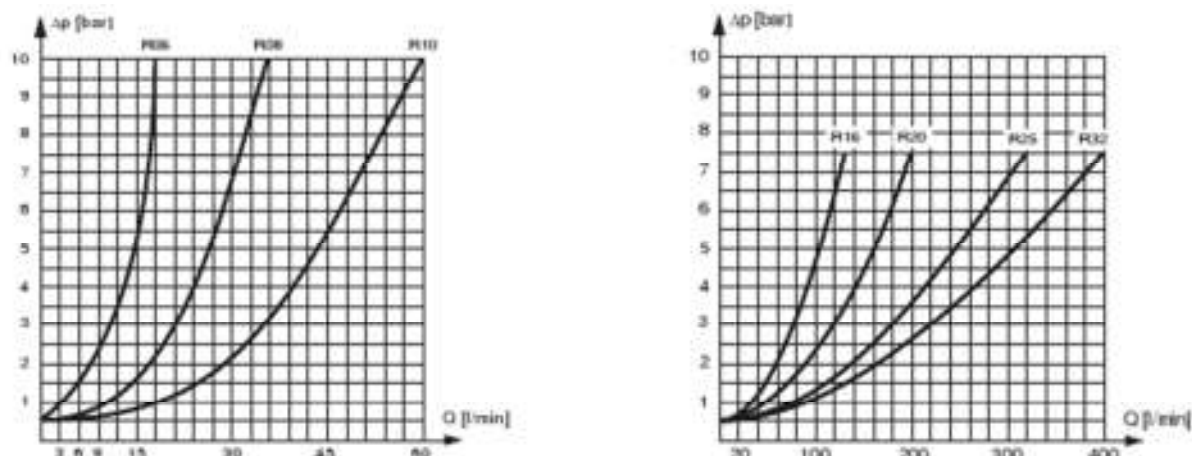
$$\xi = \frac{\frac{\Delta p}{\rho}}{\frac{v^2}{2}}$$

$\Delta p$  – tlaková difference

$\rho$  – hustota kapaliny

$v$  – rychlost kapaliny

Na obr.: 7.16 je vidět graf pro zjištění tlakové difference zpětného ventilu typu VKR R\_\_ od firmy Hoerbiger.



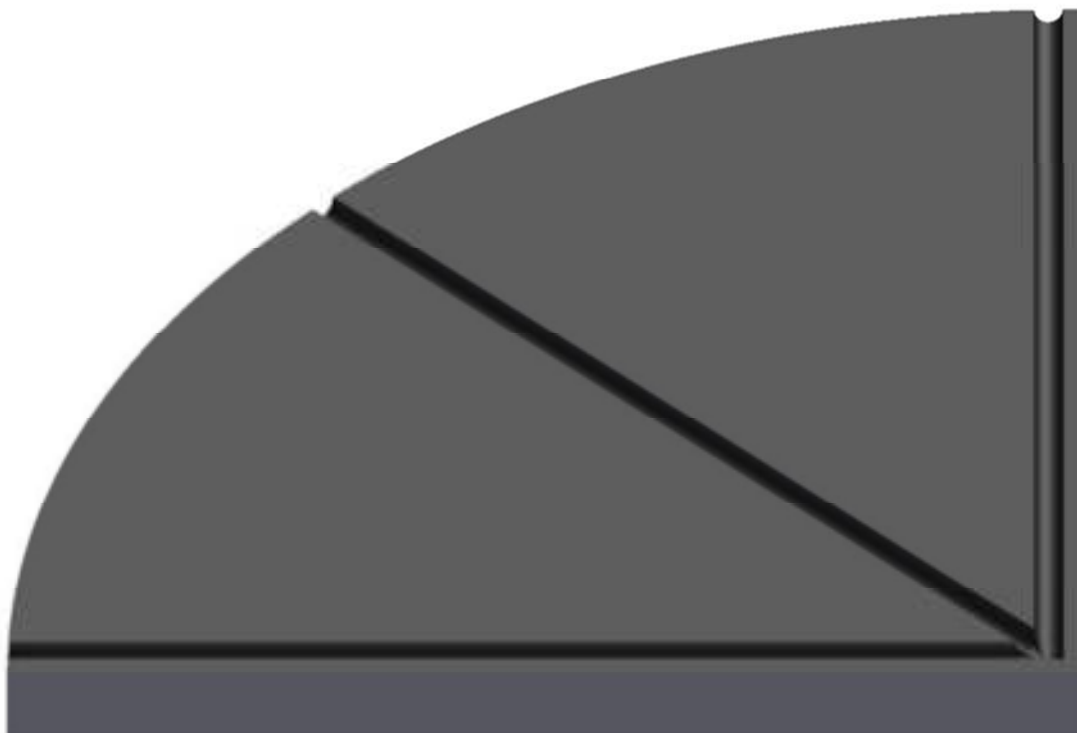
Obr.: 7.16 Graf pro zjištění tlakové difference zpětného ventilu [18]

#### 7.4.1 Návrh konstrukce

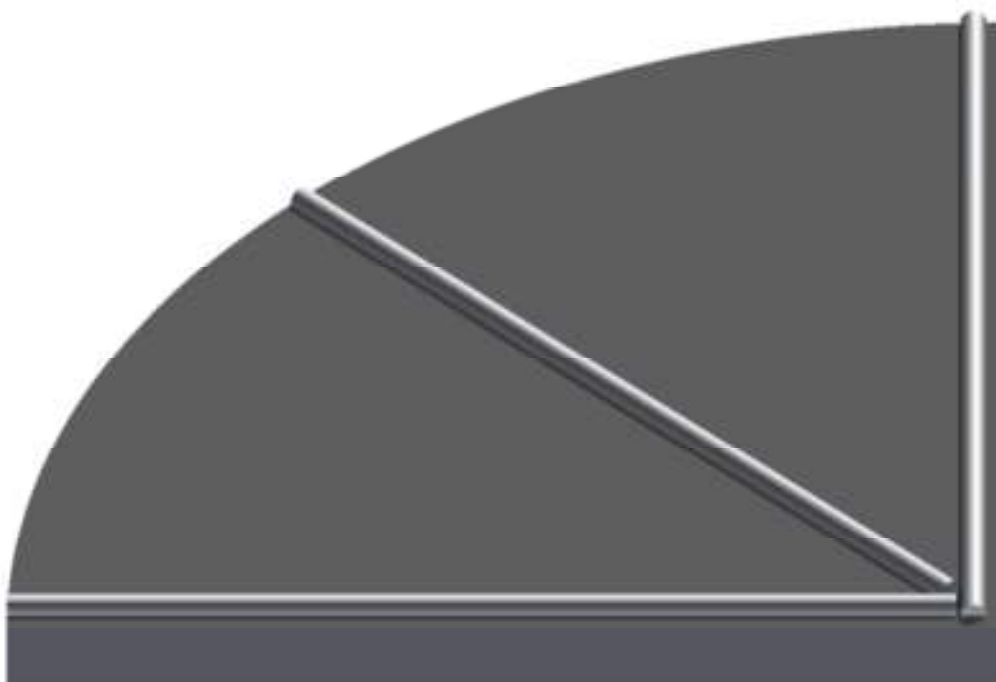
Z důvodu velkých ztrát ve zpětných ventilech jsem se pokusil navrhnout vlastní konstrukci zpětného ventilu, kde by vznikaly menší ztráty. Největší ztráty vznikají, když kapalina obtéká tělísko (kuželku, kuličku...) velmi malým průřezem. Z tohoto důvodu jsem navrhoval ventil tak, aby měl kolem uzavíracích tělísek co největší průtočný průřez.

Po inspiraci panem prof. Ing. Františkem Pochylým, CSc jsem navrhnul uzavírací tělísko ze čtyř segmentů, tvaru čtvrtkruhu, které se tlakem kapaliny natočí mimo hlavní proud, a tak vznikne co největší průtočný průřez. Nejdříve jsem navrhoval listy z kovového materiálu, ale největší problém byl, jak upevnit segmenty k tělesu a zajistit jejich správné natáčení.

Další vývojový krok byl, že jsem pro segmenty použil jako materiál gumu. Guma se ovšem musí vyztužit, nejlépe dráty z pružinové oceli. Dráty se guma vyztužuje proto, aby segmenty těsnily, otevíraly se při požadovaném tlaku a také se správně uzavřely.



*Obr.: 7.17 Polovina listu bez výztuže*



*Obr.: 7.18 Druhá polovina listu s výztuží*

Na obrázcích je vidět jeden list ventilu. Na obr.: 7.18 je vidět jedna polovina listu, které není vyztužena dráty z pružinové oceli, na obr.: 7.19 je vidět druhá polovina listu, který je již opatřen výztuhou. Tyto listy se následně spojí k sobě. Pro jeden ventil jsou použity čtyři tyto listy, které jsou upevněny v tělese ventilu.

Další důležitou částí ventilu je kříž, který zabráňuje listů průhyb na obě strany a tím protékání kapaliny nežádoucím směrem. Kříž funguje tak, že když je ventil uzavřen, listy se opírají o tento kříž a kapalina nemůže protékat nežádoucím směrem. A když kapalina dosáhne požadovaného tlaku, listy se do příslušného směru začnou otevírat. Kříž je dále konstruován tak, že zespodu, kudy proudí kapalina, mají opěrné tyčky kruhový tvar, aby se minimalizovali ztráty a shora je opěrný kříž plochý, kvůli dobrému dosednutí listů.



*Obr.: 7.19 Kříž ventilu pohled zespodu a shora*

Montáž dosedacího kříže a listů je do těla ventilu provedena tak, že ventil je rozebíratelný. Tělo ventilu je tvořeno ze dvou částí. Tyto části jsou smontovány pomocí závitů. Závit u dolního těla nedosahuje až do konce. Do tohoto volného prostoru je namontován dosedací kříž a listy, jak je vidět na Obr.: 7.21.

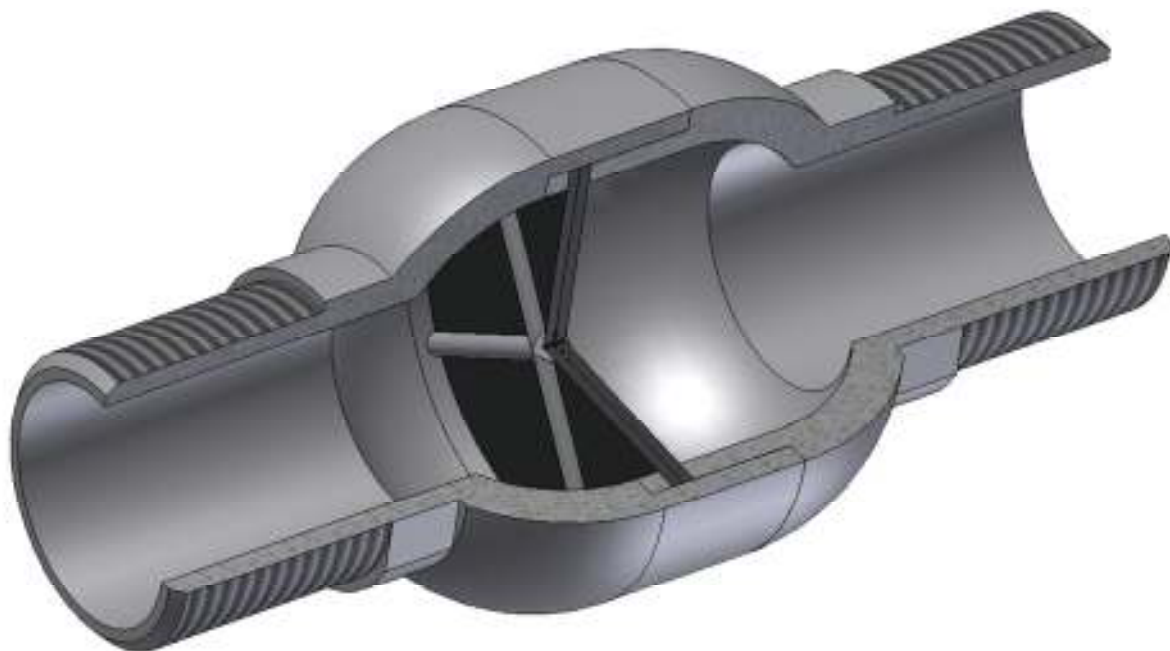


*Obr.: 7.20 Dolní a horní část ventilu*

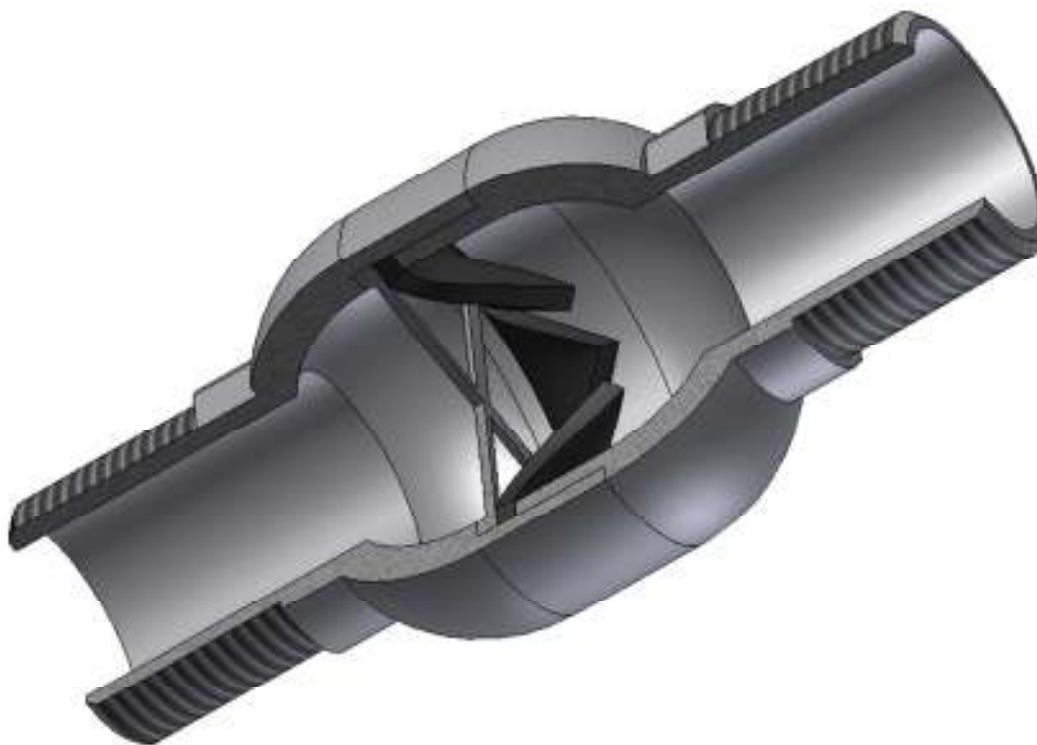




*Obr.: 7.21 Ventil s usazeným křížem a dvěma listy*



*Obr.: 7.22 Řez uzavřeným ventilem*



Obr.: 7.23 Řez otevřeným ventilem

#### 7.4.2 Vyhodnocení

Dále jsem provedl CFD výpočet ve Fluentu, abych zjistil, jaké tento ventil bude mít ztráty a následně je porovnat se ztrátami běžně používaných ventilů a zjistil, jestli se mi podařilo ztráty snížit.

Součinitel místních ztrát u ventilu na Obr.: 7.14 udává výrobce, pro stejný průměr ventilu,  $\xi = 5,2$  [16].

Pro výpočet součinitele místních ztrát jsem si musel ve Fluentu nechat vypsát totální tlaky na vstupu  $p_1$  a na výstupu  $p_2$  z ventilu a následně spočítat tlakovou diferenci.

Výpočet tlakové difference:

Vstupní tlak  $p_1 = 461,62366 \text{ Pa}$

Výstupní tlak  $p_2 = 109,35157 \text{ Pa}$

$$\Delta p = p_1 - p_2 = 461,62366 - 109,35157 = 352,27209 \text{ Pa}$$

Tlakovou diferenci spolu s rychlostí proudění kapaliny na vstupu do ventilu dosadíme do vzorce pro výpočet součinitele místních ztrát, který je uveden výše.

Výpočet součinitele místních ztrát:

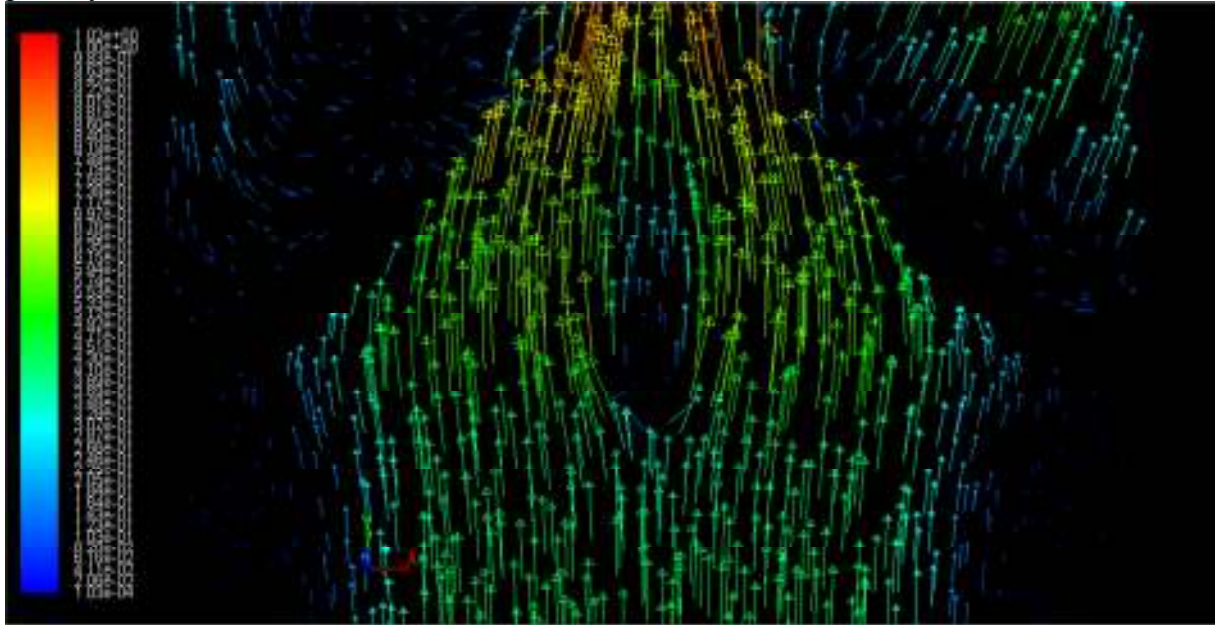
Vstupní rychlost  $v = 0,40107 \text{ m/s}$

Hustota kapaliny (voda)  $\rho = 998 \text{ kg/m}^3$

$$\xi = \frac{\frac{\Delta p}{\rho}}{\frac{v^2}{2}} = \frac{\frac{352,27209}{998}}{\frac{0,40107^2}{2}} = 4,38$$

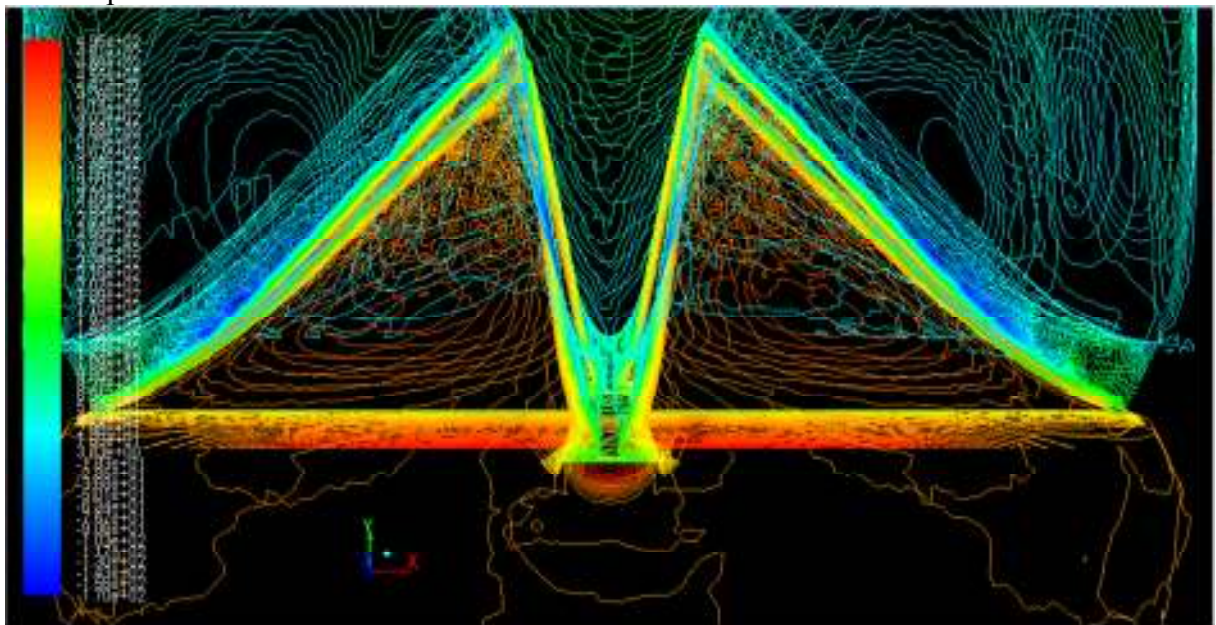
Součinitel místních ztrát pro mnou navržený ventil je 4,38, čímž jsem dosáhl mírného zlepšení oproti běžně vyráběnému ventilu.

Ztráty, by se ale podle mého názoru daly ještě snížit. Největší ztráty totiž vznikají při obtékání kolem opěrného kříže, který je umístěn přímo ve středu proudu. Tyto ztráty se dají snížit jiným upevněním listů. Listy by se daly upevnit na klouby, které by zajistily natáčení listů mimo hlavní proud kapaliny. Tyto listy by se musely vyrobit z více odolného materiálu, například oceli. Ocel má další výhodu a to lepší obrobiteľnosť. K zajištění protékání kapaliny do opačného směru, což je hlavní funkce opěrného kříže, by se použily výstupky na obvodu těla ventilu, nebo vystouplého kruhu, na kterém by byly umístěny proti kusy kloubu pro uchycení listů. Pro nastavení požadovaného otevíracího tlaku ventilu by se použily zkrutné pružiny.



*Obr.: 7.24 Obtékání opěrného kříže*

Na obr.: 7.24 jsou vidět vektory rychlostí při obtékání středového kříže. Z obrázku je patrné, jak se uhlazený proud kapaliny musí před opěrným křížem dělit a následně je listy tlačeny opět ke středu.



*Obr.: 7.25 Rozložení totálního tlaku*

Na obr.: 7.25 je vidět rozložení totálních tlaků při obtékání opěrného kříže a listů. Z obrázku je patrné, že největší tlak je na opěrném kříži a na spodní straně listů.

Jak je výše uvedeno, ztráty na opěrném kříži se dají odstranit jeho odebráním a tím se částečně omezí ztráty i na spodní straně listů. Další snížení těchto ztrát se může dosáhnout ještě větším rozevřením listů a tím zvětšení průtočného profilu.

## 8 Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout axiální pístové čerpadlo s kuličkovým šroubem a zatopeným motorem. Práce vznikla proto, aby se tímto návrhem odstranily nevýhody pístových čerpadel s klikovým mechanismem, který se využívá v drtivé většině axiálních pístových čerpadel, nebo čerpadel s lineárním motorem, který má malou účinnost a může být využit jen pro malá čerpadla.

Na začátku diplomové práce jsem provedl rešerši všech dostupných čerpadel a poté jsem se zaměřil hlavně na čerpadla objemová a následně na pístová. V rešeršní části jsem se dále zabýval kuličkovým šroubem.

Následovala teoretická část, kde jsem odvodil z Navier – Stokesovy rovnice a rovnice kontinuity výkon čerpadla, jeho ztráty. Pomocí výkonu jsem dále odvodil přenesenou axiální sílu. V této části jsem se také zabýval výpočtem kuličkového šroubu a z hlediska jeho mechanických vlastností, jako je pevnost a životnost. Dalším krokem byl návrh motoru na vypočtený výkon čerpadla a navržený kuličkový šroub. Tato část je zakončena návrhem ložisek.

V praktické výpočetní části jsem do teoretických odvozených vztahů dosadil konkrétní čísla a provedl návrh čerpadla. Výpočty jsem prováděl v programu Excel. Čerpadla jiných parametrů lze provést v Excelovském sešitě, který je přiložen na CD. Sešit je nastaven tak, že stačí zadat základní parametry čerpadla a šroubu a Excel sám vypočte potřebné hodnoty, jako je axiální síla, potřebný výkon motoru, zda námi navrhnutý kuličkový šroub vyhovuje a zda vyhovují ložiska.

Další částí je návrh konstrukčního řešení čerpadla. Na začátku jsou popsány komponenty, které jsou stejné pro obě konstrukce, jako je motor, případně převodovka. První typ konstrukce se zabývá čerpadlem s nezatopeným motorem. Tato varianta je výrobně i cenově velmi náročná. Druhý typ čerpadla je konstruován se zatopeným motorem, čímž se sníží výrobní i cenová náročnost, protože část, která je z tohoto hlediska nejvíce náročná u první konstrukce, tu není vůbec použita. Proto je tato konstrukce pro výrobu tohoto čerpadla zajímavější. Navíc je tato konstrukce, podle mého názoru spolehlivější.

Poslední částí bylo navržení zpětného ventilu, kde by nebyla použita kuželka, kulička, nebo jiné tělísko použité k uzavření průtoku. Z tohoto důvodu jsem použil čtvrtkruhové segmenty, které se ohýbají ve směru proudu a při neprotékání kapaliny tvoří celistvý kruh a tak těsní celý průtočný průřez. Následoval CFD výpočet ve Fluentu a výpočet součinitele místních ztrát. Tento součinitel jsem porovnal se součinitel uváděným u běžně vyráběného ventilu. Z porovnání mi vyplynulo, že mnou navrhnutý ventil má menší ztráty. Dále by se na tomto ventilu daly ztráty ještě více minimalizovat.

Dalším důležitým krokem je poznatky uvedené v této diplomové práci porovnat s experimentem, který by je buď potvrdil, nebo vyvrátil.



## 9 Seznam použitých zdrojů

- [1] ŠOB, František. *Hydrodynamika*. 2. Brno: CERM, 2008, 238 s.
- [2] JAKALÍK, Jaroslav. *Hydrodynamika a hydrodynamické stroje* [on-line], Ostrava, 2008 [cit. 2012-05-18], Dostupné z WWW: <http://www.338.vsb.cz/PDF/hydraulicka-zarizeni-stroju.pdf>
- [3] *Pístová čerpadla* [on-line], [cit. 2012-05-19], Dostupné z WWW: <http://ole.wz.cz/honza/5-Pistove%20cerpadla.htm>
- [4] INGJARS, *Pístová čerpadla*, [on-line], [cit. 2012-05-19], Dostupné z WWW: <http://www.ingjars.estranky.cz/file/95/tvarove-soucinitele.pdf>
- [5] HIWIN, *Kuličkové šrouby & příslušenství*, [on-line], [cit. 2012-05-19], Dostupné z WWW: <http://www.hiwin.cz/cs/kulickove-srouby/pdf-download.html?id=8>
- [6] KSK KUŘIM, *Kuličkové šrouby Kuřim a. s.*, [on-line], [cit. 2012-03-01], Dostupné z WWW: [http://www.ks-kurim.cz/download/Produktovy\\_katalog\\_KSK.pdf](http://www.ks-kurim.cz/download/Produktovy_katalog_KSK.pdf)
- [7] *Klikový mechanismus*, [on-line], [cit. 2012-05-19], Dostupné z WWW: <http://udmt.kvalitne.cz/08meckli.html>
- [8] ENGINEER LIVE, *Linear motors can share magnet rod*, [on-line], [cit. 2012-05-19], Dostupné z WWW: [http://www.engineerlive.com/Design-Engineer/Motors\\_and\\_Drives/Linear\\_motors\\_can\\_share\\_magnet\\_rod/16613/](http://www.engineerlive.com/Design-Engineer/Motors_and_Drives/Linear_motors_can_share_magnet_rod/16613/)
- [9] MACHÁT, Pavel, *Studie pístového čerpadla lineárním motorem*, [on-line], [cit. 2012-05-19], Dostupné z WWW: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=28587](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=28587)
- [10] JÁCHYM, Jan, *Studie pístového čerpadla lineárním motorem*, [on-line], [cit. 2012-05-19], Dostupné z WWW: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=39125](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=39125)
- [11] MAREK, Jiří, *Konstrukce CNC obráběcích strojů*, Kuřim 2006, 258 s.
- [12] IB, *Kluzná ložiska*, [on-line], [cit. 2012-08-24], Dostupné z WWW: [http://www.dimensor.cz/editor/image/eshop\\_menu/dbf\\_file\\_51.pdf](http://www.dimensor.cz/editor/image/eshop_menu/dbf_file_51.pdf)
- [13] STÖBER, *EZS and EZM Ball Screw Motors*, [on-line], [cit. 2012-08-25], Dostupné z WWW: <http://www.rem-technik.cz/pohyb-pohony-prevody/motory-a-servomotory/servomotory/servomotor-ezf-s-dutou-hrideli-179.html>
- [14] STÖBER, [on-line], [cit. 2012-08-25], Dostupné z WWW: <http://www.rem-technik.cz/files/files/525/stoeber-ezs-ezm-prospekt-en.pdf>
- [15] MOTORGear, *Čelní převodovky*, [on-line], [cit. 2012-08-25], Dostupné z WWW: [http://www.motorgear.cz/userfiles/file/08\\_cely-katalog-komplet.pdf](http://www.motorgear.cz/userfiles/file/08_cely-katalog-komplet.pdf)

[16] LDM, *Zpětné ventily*, [on-line], [cit. 2012-09-12], Dostupné z WWW:  
<http://www.ldm.sk/Katalog/01097CZ.pdf>

[17] *Zpětné ventily*, [on-line], [cit. 2012-09-12], Dostupné z WWW:  
<http://www.vospisek.cz/html/armatury/ZV/zptn-ven.htm>

[18] HOERBIGER, *Check valve VKR R\_\_ - \_\_*, [on-line], [cit. 2012-09-12], Dostupné z WWW: [http://www.hydraulics-brno.cz/wp-content/uploads/VKR-R\\_\\_-\\_\\_.pdf](http://www.hydraulics-brno.cz/wp-content/uploads/VKR-R__-__.pdf)

## 10 Seznam použitých symbolů a veličin

$a$	$[m/s^2]$	zrychlení
$A$	$[-]$	amplituda
CFD		Computational fluid dynamics
$d_L$	$[mm]$	průměr šroubu pod ložiskem
$d_S$	$[mm]$	střední průměr šroubu
$D$	$[J/kg]$	disipační energie
$f$	$[-]$	součinitel tření
$F$	$[N]$	síla
$F_a$	$[N]$	axiální síla
$g$	$[m/s^2]$	gravitační zrychlení
$H$	$[m]$	výška
$i$	$[-]$	převodový poměr
$J$	$[mm^4]$	moment setrvačnosti
$k$	$[-]$	bezpečnost
$M_G$	$[N \cdot m]$	Moment od tíhové složky
$M_{GT}$	$[N \cdot m]$	Moment zátěže od třecích sil přesouvajících hmot
$M_{KSM}$	$[N \cdot m]$	Moment zátěže od třecích sil od předepnutí kuličkového šroubu
$M_L$	$[N \cdot m]$	Moment zátěže od třecích sil v ložisku
$M_m$	$[N \cdot m]$	Potřebný moment motoru
$M_{zshm}$	$[N \cdot m]$	Statický moment zátěže redukovaný na hřídel motoru
$n$	$[s^{-1}]$	otáčky
$p$	$[Pa]$	tlak
$P$	$[W]$	Výkon
$P_{\check{c}}$	$[W]$	Výkon čerpadla
$q$	$[m^3/s]$	střední průtok
$Q$	$[m^3/s]$	průtok
$Q_s$	$[m^3/s]$	skutečný průtok
$Q_t$	$[m^3/s]$	teoretický průtok
$Q_z$	$[m^3/s]$	ztrátový průtok
$s$	$[mm]$	stoupání
$S$	$[mm^2]$	plocha
$S_1$	$[mm^2]$	plocha čela pístu
$S_2$	$[mm^2]$	plocha válcové části pístu
$t$	$[s]$	čas
$T$	$[s]$	perioda
$v$	$[m/s]$	rychlost kapaliny
$V$	$[m^3]$	objem
$V_t$	$[m^3]$	teoretický objem
$x$	$[mm]$	poloha
$x_{max}$	$[mm]$	maximální výchylka
$Y_{\check{c}}$	$[J/kg]$	měrná energie čerpadla
$Y_L$	$[J/kg]$	lokální měrná energie
$Y_z$	$[J/kg]$	ztrátová měrná energie
$\Gamma_1$	$[mm^2]$	plocha sacího ventilu



$\Gamma_2$	$[\text{mm}^2]$	plocha výtlačného ventilu
$\Gamma_3$	$[\text{mm}^2]$	průřez komory
$\delta_{ij}$	$[-]$	Kroneckerovo delta
$\varepsilon$	$[\text{rad/s}^2]$	úhlové zrychlení
$\eta$	$[-]$	účinnost
$\eta_c$	$[-]$	celková účinnost
$\eta_h$	$[-]$	hydraulická účinnost
$\eta_L$	$[-]$	účinnost ložiska
$\eta_m$	$[-]$	mechanická účinnost
$\eta_o$	$[-]$	objemová účinnost
$\eta_p$	$[-]$	účinnost převodovky
$\lambda$	$[-]$	součinitel tření
$\nu$	$[\text{m/s}^2]$	kinematická viskozita
$\xi$	$[-]$	součinitel místních ztrát
$\Pi_{ij}$	$[\text{Pa}]$	Nevratný tenzor napětí
$\rho$	$[\text{kg/m}^3]$	hustota kapaliny
$\sigma$	$[\text{MPa}]$	napětí
$\omega$	$[\text{rad/s}]$	úhlová rychlost